



Universidad
Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Refrigeración Solar por Eyector

Autor: Raúl Pizarro Romanillos

Tutor: Ciro Sebastián Vereda Ortiz

Leganés, septiembre de 2014



Resumen

La finalidad de este trabajo es el estudio de un método de refrigeración que ayude a reducir el impacto medioambiental que producen otros sistemas de refrigeración más convencionales. Este método consiste en combinar la energía del Sol, que es renovable y gratuita, con un sistema de refrigeración por eyección que, a pesar de no tener alta eficiencia, tiene importantes ventajas como la de tener un bajo coste y una menor complejidad que otros sistemas.

Para comenzar el estudio se hará un breve repaso por las distintas tecnologías de refrigeración solar hasta llegar a la refrigeración solar por eyector. También se va a realizar un breve repaso de la historia de los eyectores y su aplicación a los ciclos de refrigeración así como un análisis teórico de los mismos, desarrollando los modelos matemáticos necesarios para la realización del estudio.

Por otro lado, uno de los puntos clave de la refrigeración por eyección es el relacionado con las propiedades del refrigerante. Por este motivo, para determinar qué refrigerante es el idóneo para esta aplicación, se describirán los criterios que deben cumplir y se utilizarán los modelos desarrollados del eyector. Además, se describirá cómo ha evolucionado la historia de los refrigerantes y la importancia de los Protocolos de Kioto y de Montreal en dicha evolución.

Igualmente, al ser una aplicación de refrigeración solar, se va a realizar un repaso teórico sobre la energía solar y, además, se va a desarrollar de forma matemática y esquematizada la instalación solar. Con estos modelos, tanto de la instalación solar como del ciclo de refrigeración por eyector, se hará un estudio de una instalación situada en Madrid y se mostrarán los resultados más relevantes de la misma así como una evaluación del ahorro de emisiones de CO₂ que supone su uso. Finalmente, se van a presentar las conclusiones a las que se ha llegado con este estudio y los posibles trabajos futuros.

Abstract

The purpose of this work is the study of a cooling technique that helps reduce the environmental impact caused by other more conventional cooling systems. This method is to combine the sun's energy, which is renewable and free, with an ejection cooling system which, despite not having high efficiency, has important advantages such as having a low cost and less complexity than other systems.

To begin the study will briefly review around the different solar cooling technologies to reach solar ejector cooling. There will also be a brief review of the history of the ejector and its application to refrigeration cycles as well as a theoretical analysis of data, developing mathematical models necessary for the study.

Furthermore, one of the key points of the cooling ejection is related to the properties of the coolant. Therefore, to determine which refrigerant is ideal for this application, the criteria to be met are described and developed ejector models are used. In addition, describe how the story has evolved refrigerants and the importance of the Kyoto and Montreal in this evolution.

Also, being a solar cooling application, it will take a theoretical overview of solar energy and also will be developed mathematically and schematic the solar installation. With these models, both the solar system and the ejector refrigeration cycle, a study of a facility located in Madrid and the most relevant results thereof and an assessment of CO₂ emissions savings involved will be shown their use. Finally, we will present the conclusions reached with this study and possible future works.

Índice

Índice de Figuras.....	6
Índice de Tablas.....	9
Nomenclatura.....	10
1. Introducción.....	12
1.1. Preámbulo.....	13
1.2. Objetivos.....	14
1.3. Estructura de la memoria.....	15
2. Estado actual de la refrigeración solar.....	17
2.1. Introducción a la refrigeración solar.....	18
2.2. Refrigeración solar eléctrica.....	19
2.3. Refrigeración solar térmica.....	20
2.3.1. Compresión mecánica.....	20
2.3.2. Absorción.....	20
2.3.3. Adsorción.....	21
2.3.4. Sistemas desecantes.....	22
2.3.5. Sistemas de eyección.....	23
3. Ciclo de refrigeración por eyector.....	24
3.1. Introducción e historia de los eyectores.....	25
3.1.1. Historia de los eyectores.....	25
3.1.2. Introducción a los eyectores.....	25
3.1.3. Descripción y funcionamiento del eyector.....	26
3.2. Descripción del ciclo de refrigeración por eyector.....	31
3.3. Modelos matemáticos.....	33
3.3.1. Modelo I – Modelo general.....	33
3.3.2. Modelo II – Modelo de optimización de áreas.....	38
4. Fluido de trabajo.....	44
4.1. Introducción a los fluidos de trabajo en ciclos de refrigeración por eyector....	45
4.2. Efecto de las propiedades del refrigerante en el ciclo por eyector.....	48
4.3. Tipos de refrigerante.....	51
4.4. Estudio paramétrico de los refrigerantes.....	53
4.4.1. Efecto de la temperatura de generación.....	53
4.4.2. Efecto de la temperatura de condensación.....	54
4.4.3. Efecto de la temperatura de evaporación.....	55



4.5. Selección del fluido de trabajo.....	56
5. Captación solar.....	57
5.1. Introducción a la energía solar.....	58
5.2. Desarrollo teórico de la instalación solar.....	63
6. Simulación del sistema de refrigeración solar por eyector.....	67
6.1. Suposiciones.....	68
6.2. Resultados de la simulación de la instalación de refrigeración solar.....	75
7. Conclusiones y trabajos futuros.....	78
7.1. Conclusiones.....	79
7.2. Trabajos futuros.....	81
8. Referencias.....	83
Anexo A. Desarrollo matemático previo.....	87
Anexo B. Captador solar seleccionado.....	95

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de los tipos de refrigeración solar.....	18
Figura 2. Ciclo de refrigeración por compresión con panel fotovoltaico.....	19
Figura 3. Ciclo de refrigeración solar térmica con compresión mecánica.....	20
Figura 4. Ciclo de refrigeración por absorción.....	21
Figura 5. Ciclo de refrigeración por adsorción.....	22
Figura 6. Ciclo de un sistema desecante.....	22
Figura 7. Imagen de eyectores de distinto tamaño.....	25
Figura 8. Imagen de eyector de gran tamaño.....	26
Figura 9. Gráfica de presión-velocidad de una tobera convergente-divergente.....	27
Figura 10. Comparación de eyector con mezclado a presión constante (a) y de área constante (b).....	27
Figura 11. Eyector con sus distintas partes diferenciadas e indicando, cualitativamente, las velocidades de los flujos.....	28
Figura 12. Representación del tren de ondas oblicuas frente a una onda de choque simple.....	28
Figura 13. Relación de flujos respecto a la presión de descarga del eyector.....	29
Figura 14. Diagrama de p-v a lo largo del eyector.....	30
Figura 15. Ciclo de refrigeración por eyector.....	31
Figura 16. Diagrama p-h del ciclo.....	32
Figura 17. Diagrama de fase del Modelo I.....	36
Figura 18. Comparación de flujos máscicos (ω) del Modelo I con los datos de los Autores 1 y 2.....	37
Figura 19. Comparación del <i>COP</i> del Modelo I con los datos de los Autores 1 y 2.....	37
Figura 20. Diagrama de fase del programa para la optimización del eyector.....	41
Figura 21. Comparación del <i>COP</i> del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.	42
Figura 22. Comparación de la relación $A3/At$ del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.....	43
Figura 23. Variación del <i>COP</i> y de la temperatura de condensación para un eyector determinado y variando la temperatura de generación.....	43
Figura 24. Reacción de los radicales de cloro con el ozono.....	45
Figura 25. Diagrama T-s de un refrigerante húmedo. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R717.....	48

Figura 26. Diagrama p-h de un refrigerante húmedo. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R717.....	48
Figura 27. Diagrama T-s de un refrigerante isoentrópico. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R134a.....	49
Figura 28. Diagrama p-h de un refrigerante isoentrópico. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R134a.....	49
Figura 29. Diagrama T-s de un refrigerante seco. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R600a.....	50
Figura 30. Diagrama p-h de un refrigerante isoentrópico. Obtenido mediante EES [®] para el refrigerante R134a.....	50
Figura 31. Gráfica <i>COP</i> -T _g para los distintos refrigerantes. T _e =10°C, T _c =30°C.....	53
Figura 32. Gráfica <i>COP</i> -T _c para los distintos refrigerantes. T _e =10°C, T _g =90°C.....	54
Figura 33. Gráfica <i>COP</i> -T _e para los distintos refrigerantes. T _c =30°C, T _g =90°C.....	55
Figura 34. Distintas formas de radiación.....	58
Figura 35. Ángulo de declinación en la esfera terrestre.....	58
Figura 36. Duración del día. Diciembre – Junio.....	59
Figura 37. Distintos ángulos relacionados con la energía solar.....	59
Figura 38. Variación de la radiación a lo largo del año.....	60
Figura 39. Rayos interceptados según la inclinación del colector.....	60
Figura 40. Esquema de la instalación solar.....	63
Figura 41. Esquema calorífico del colector.....	64
Figura 42. Datos de la irradiancia sobre plano horizontal en Madrid.....	68
Figura 43. Variación del rendimiento del colector, del <i>COP</i> del ciclo y del <i>COP</i> global en función de la T _g . Para unas temperaturas de condensación y de evaporación fijas de: T _c =40°C. T _e =10°C para el criterio 1.....	71
Figura 44. Variación del <i>COP</i> global en función de la temperatura de condensación según el Criterio 1.....	71
Figura 45. Variación del rendimiento del colector, del <i>COP</i> del ciclo y del <i>COP</i> global en función de la T _g . Para unas temperaturas de condensación y de evaporación fijas de: T _c =35°C. T _e =10°C para el criterio 2.....	72
Figura 46. Variación del <i>COP</i> global en función de la temperatura de condensación según el Criterio 2.....	72
Figura 47. Procedimiento de operación para distintas condiciones de operación según el criterio 2.....	74



Variación de la Irradiancia (Hw) global, directa y difusa para el 12 de Marzo de 2013 en la instalación ubicada en el campus de Leganés de la UC3m.....	81
Figura 49. Ciclo de refrigeración con 2 eyectores.....	82
Figura 50. Zona de funcionamiento del sistema de refrigeración solar con 2 eyectores.	82
Figura 51 (I) (II). Hoja de datos de colector solar.....	96

Índice de tablas

Tabla 1. Comparación de ω y COP de los resultados del Modelo I con los de los Autores 1 y 2.....	37
Tabla 2. Comparación de COP y la relación $A3/At$ de los resultados del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.....	42
Tabla 3. Vida media y ODP de cada refrigerante.....	46
Tabla 4. Potencial de efecto invernadero de los refrigerantes.....	46
Tabla 5. Propiedades de los algunos de los refrigerantes estudiados.....	52
Tabla 6. Datos de la ciudad de Madrid.....	68
Tabla 7. Temperaturas ambiente medias mensuales.....	68
Tabla 8. Distintos tipos de instalación solar.....	69
Tabla 9. Resultados del ciclo solar.....	75
Tabla 10. Resultados de las temperaturas del ciclo global para los meses de uso.....	76
Tabla 11. Resultados del ciclo global para los meses de uso.....	76
Tabla 12. Emisiones de CO2 ahorradas de la instalación.....	77
Tabla 13. Gasto en electricidad ahorrado por la instalación.....	77

Nomenclatura

A = Área [m^2]

a_0 = Coeficiente global de pérdidas ópticas [-]

a_1 = Coeficiente global de pérdidas de primer grado [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

a_2 = Coeficiente global de pérdidas de segundo grado [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^2$]

B_θ = Coeficiente del colector [-]

E_t = Grado de estratificación [-]

F_{c-s} = Factor de forma para plano inclinado [-]

F_{g-s} = Factor de forma para plano inclinado [-]

G = Irradiancia extraterrestre [W/m^2]

h = Entalpia específica [J/kg]

H = Irradiancia [W/m^2]

$K\tau\alpha$ = Modificador de ángulo de incidencia [-]

\dot{m} = Flujo másico [kg/s]

M = Número de Mach [-]

P = Presión [Pa]

R = Constante universal de los gases ideales [J/kgK]

Rb = Factor para el plano inclinado [-]

T = Temperatura [K]

U = Coeficiente global de transmisión de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

v = Volumen [m^3]

V = Velocidad [m/s]

F_{c-s} = Factor de forma para plano inclinado [-]

F_{g-s} = Factor de forma para plano inclinado [-]

Caracteres griegos:

α = Absortividad [-]

β = Inclinación [$^\circ$]

γ = Relación de calores específicos (C_p/C_v) [-] / Orientación del panel solar [$^\circ$]

δ = Declinación anual [$^\circ$]

η = Rendimiento [-]

ν = Volumen específico [m^3/kg]

ρ_s = Reflectividad del suelo [-]

τ = Transmisividad [-]

ϕ = Pérdidas [-] / Latitud del lugar [$^\circ$]

ω = Relación de flujos. \dot{m}_s/\dot{m}_p [-] / Ángulo solar [$^\circ$]

Subíndices:

0 = Ambiente

$0,1,\dots,8$ = Distintos puntos del ciclo del eyector / Referido a los flujos del ciclo solar

a = Apertura del colector

b = Directa

c = Condensador

col = Colector

d = Difusor / Difusa

e = Evaporador

e,col = Entrada al colector

g = Generador

$global$ = Ciclo eyector + instalación solar

m = Zona de mezcla / Referido a temperatura media del colector

opt = Ópticas

p = Flujo primario / Pérdidas de calor

per = Pérdidas

s = Secundario

s,col = Salida del colector

s,gen = Salida del generador

sol = Referente al sol

t = Garganta de la boquilla primaria

ter = Térmicas



Capítulo 1.

Introducción

1.1. Preámbulo

La tecnología frigorífica tiene un papel importante en el sistema económico y social del mundo (en nuestro país esta industria consume alrededor del 3% de la energía y genera aproximadamente el 12% del Producto Interior Bruto) ^[1], ya que mejora nuestro nivel de vida y a día de hoy lo más común es verlo tanto en viviendas como en empresas.

Sin embargo, no todo son ventajas en lo que a tecnología frigorífica se refiere, ya que muestra su lado negativo en lo relativo al medioambiente. En los últimos años, diversos estudios han puesto de manifiesto problemas con la capa de Ozono y con el efecto invernadero por parte de muchos refrigerantes ^{[2] [3]}. Como consecuencia, cada vez se desarrollan nuevos refrigerantes orgánicos menos contaminantes y se emplean en mayor medida refrigerantes inorgánicos. Además, la mayor parte de los equipos utilizados para la refrigeración están accionados eléctricamente, contribuyendo igualmente al cambio climático al ser la energía eléctrica producida en gran medida a partir de combustibles fósiles.

En este contexto de respeto por el medioambiente aparece la tecnología del frío solar, que parte de una idea contradictoria: aprovechar el calor para generar frío. Pero a pesar de lo que puede parecer en un primer momento, esta tecnología tiene una gran ventaja frente al uso del Sol para obtener calor; ya que la demanda de frío se produce en los meses de verano, coincidiendo así los puntos más altos de producción con los de consumo.

Existen diversas técnicas para ser utilizadas en el frío solar, como se verá en el capítulo siguiente. Una de estas técnicas es la de los eyectores que, aunque sea una tecnología con menor eficiencia que otras, puede compensar por su bajo coste y su sencillez. A modo de comparación se puede decir que la eficiencia (*COP*) del ciclo de refrigeración por eyector se presenta alrededor del 0,25 frente al 0,7 de las máquinas de absorción ^[4]. En cuanto a costes, el precio de los ciclos de refrigeración por eyector no es un dato disponible porque no existen muchos sistemas comerciales basados en este ciclo. Pero cabe esperar que su coste no sea muy alto al estar el ciclo formado, como se verá en el Capítulo 3, por tres intercambiadores de calor, una válvula reductora de presión, una bomba de líquido y un eyector que, en definitiva es un tubo con un diseño muy sencillo.

La idea sobre la que se ha desarrollado este trabajo es la del aprovechamiento durante el verano mediante la tecnología de refrigeración por eyector de una instalación solar diseñada para calefacción en invierno. Al ser un componente (el ciclo de refrigeración por eyector) que no debería subir el precio de la instalación excesivamente, puede ayudar a la expansión de los sistemas de refrigeración solar hasta que se abaraten otras tecnologías más eficientes como la absorción.

1.2. Objetivos

El objetivo de este trabajo es el estudio de un sistema de refrigeración solar por eyector, que es resultado de la combinación del uso del sol como fuente de energía y de un sistema de eyección. La elección del sol como fuente de energía se debe a que es renovable, por lo que ayuda a reducir el impacto ambiental, además de ser gratis e inagotable. El sistema de eyección ha sido elegido a pesar de ofrecer bajas eficiencias, por tener otras ventajas como un bajo coste y una menor complejidad en comparación con otros sistemas de refrigeración.

Para conseguir el objetivo propuesto, se han seguido las siguientes pautas a lo largo del trabajo:

1. Repasar la historia de la tecnología frigorífica, y comentar todas las alternativas que nos ofrece la energía solar para la generación de frío, centrándonos en el uso de eyectores.
2. Analizar los eyectores y su funcionamiento e historia en los ciclos de refrigeración.
3. Desarrollar distintos modelos matemáticos del eyector para las diferentes fases del desarrollo del ciclo de refrigeración por eyector que se van a programar en el software Engineering Equation Solver, EES[®].
4. Mostrar la evolución de los refrigerantes y la importancia de los Protocolos de Kioto y de Montreal.
5. Mostrar las propiedades de los refrigerantes elegidos para el estudio y clasificarlos según sus propiedades comentando las ventajas de unos frente a otros.
6. Elegir el refrigerante más adecuado analizando la eficiencia de cada uno de ellos para un estudio general.
7. Repasar los conceptos relacionados con la energía solar y realizar el estudio matemático de sus parámetros más importantes.
8. Realizar el estudio matemático del sistema de refrigeración solar, que se va a desarrollar igualmente en EES[®].
9. Establecer las condiciones iniciales de operación (localización de la instalación, datos del colector, modelo del eyector utilizado, refrigerante elegido...) de la instalación.
10. Seleccionar la geometría de un eyector para la instalación de refrigeración solar. Para ello se van a proponer 2 criterios distintos para dimensionar el eyector: el primero de ellos será teniendo en cuenta las condiciones climáticas más desfavorables y el segundo será teniendo en cuenta unas condiciones climáticas promediadas.
11. Mostrar los resultados finales de la instalación para el criterio elegido. Además se va a hacer un breve estudio del ambiental y económico a partir de estos.
12. Realizar las conclusiones del proyecto a partir de los resultados obtenidos a lo largo del proyecto y proponer estudios futuros que tienen también como tema principal la refrigeración solar por eyector.

1.3. Estructura de la memoria

El proyecto está dividido en 8 capítulos y 2 anexos. En los siguientes puntos se describe brevemente cada uno de ellos:

- Capítulo 1: La finalidad del capítulo presente es la de situar el tema en la actualidad, mostrar el porqué de su elección y del interés que ha suscitado. Además de mostrar los objetivos del trabajo.
- Capítulo 2: En primer lugar, se hará un breve repaso de la historia del aire acondicionado hasta llegar a nuestros días y relacionarlo con la refrigeración solar. Se hablará por un lado de la refrigeración solar eléctrica y por otro lado de la refrigeración solar térmica describiendo brevemente sus distintos tipos.
- Capítulo 3: Una vez se han presentado los distintos tipos de refrigeración solar, este capítulo se va a centrar en la refrigeración por eyector, en primer lugar se introducirá el tema para posteriormente desarrollar el ciclo y los modelos matemáticos. Se van a desarrollar dos modelos para simular el eyector. El primero de ellos es un modelo general basado en entalpías externas para hacer análisis independientemente de la geometría del eyector y que nos servirá, entre otras cosas, para la elección del refrigerante. El segundo es un modelo que optimiza las dimensiones del eyector basado en las áreas y presiones internas y que mostrará los resultados del ciclo para una geometría del eyector determinada. Ambos modelos van a ser desarrollados mediante el software Engineering Equation Solver, EES[®] y se validarán comparándolos con resultados de varios autores.
- Capítulo 4: En este capítulo se va a hablar sobre un elemento indispensable del ciclo de refrigeración como es el refrigerante. Se introducirán los distintos fluidos de trabajo, además de sus propiedades. Una vez presentados, van a ser estudiados a partir del primer modelo teórico. Por último, se va a realizar la elección del fluido de trabajo tras realizar un estudio paramétrico del ciclo, sin olvidar las restricciones impuestas por el protocolo de Kioto y de Montreal.
- Capítulo 5: Explicado el ciclo de refrigeración por eyector y elegido el refrigerante, es necesario explicar los distintos métodos de captación solar adecuados para el ciclo de refrigeración por eyector. En primer lugar se realizará una introducción, exponiendo las nociones básicas de la energía solar, después, una vez elegido el colector en función de las necesidades del estudio, se desarrollará teóricamente el sistema de refrigeración solar para realizar un programa en EES[®] que se encargará de mostrarnos los datos más importantes.
- Capítulo 6: En este capítulo se van a recoger y mostrar los resultados del ciclo de refrigeración solar para el refrigerante elegido y con las suposiciones impuestas.
- Capítulo 7: Se comentarán las conclusiones finales del proyecto. Además, en este capítulo se van a comentar por dónde pueden ir encaminados los trabajos futuros y cuál debe ser el principal foco de atención.
- Capítulo 8: Se mostrarán las referencias que han sido usadas a lo largo del trabajo.



- Anexo A: El anexo va ser de carácter matemático, en él se va a mostrar el desarrollo matemático desde las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos hasta las ecuaciones que se van a usar para los distintos modelos.
- Anexo B: Esta dedicado al captador solar seleccionado, en él se muestran su datos y propiedades.

Capítulo 2.

Estado actual de la refrigeración solar

2.1. Introducción a la refrigeración solar

En primer lugar, antes de profundizar en la refrigeración solar vamos a hacer un breve repaso de la historia del aire acondicionado.

El concepto aire acondicionado engloba el proceso de enfriamiento, circulación y limpieza del aire, controlando además su contenido en humedad.

Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable, en 1902 ^[5] Carrier sentó las bases del aire acondicionado y desarrolló el concepto de climatización al estudiar cómo evitar el aumento de la humedad relativa del aire enfriado.

El 1921 ^[6] Carrier de nuevo desarrolla la enfriadora centrífuga de gran éxito en la industria. En 1928 ^[6] se desarrolla un sistema de climatización doméstico. Sin embargo, hasta el fin de la segunda guerra mundial, las ventas no empezaron a tener importancia en empresas y hogares.

A partir de este momento el aire acondicionado será un elemento común en la vida del hombre y, en general, los estudios han sido orientados a mejorar la eficiencia y a reducir el uso de refrigerantes contaminantes. Recientemente, motivados por la conciencia ambiental para reducir las emisiones contaminantes, se están realizando estudios sobre la utilización del Sol como fuente de energía renovable para los sistemas de refrigeración.

A partir del 1970 ^[7] la refrigeración solar empieza a tener un gran interés en parte debido a la crisis del petróleo, hasta llegar a nuestros días en los que encontramos muy diversas formas de usar el Sol como fuente de energía para los sistemas de refrigeración.

A continuación se van a explicar los distintos caminos para obtener frío utilizando el Sol como fuente principal de energía ^[8]. En la Figura 1, se puede ver un esquema de las distintas posibilidades.

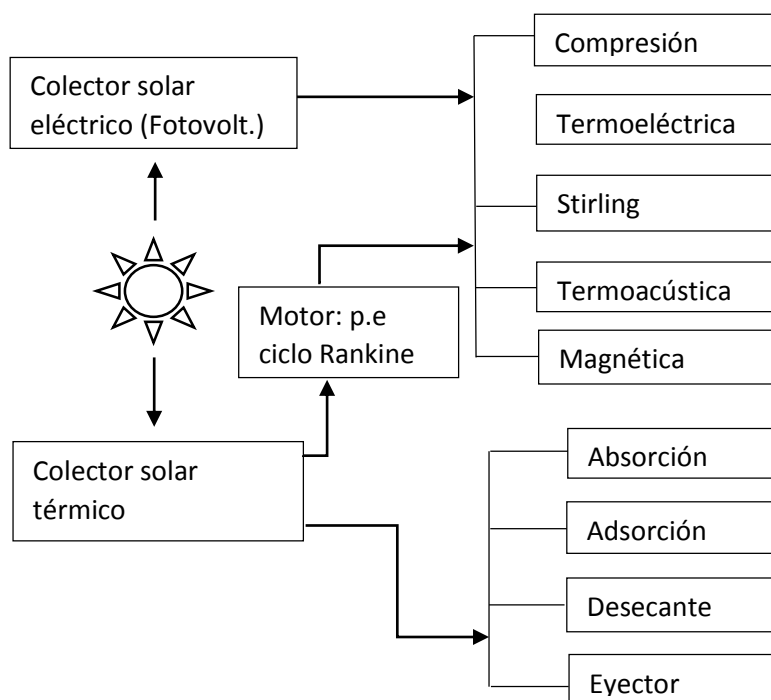


Figura 1. Esquema de los tipos de refrigeración solar.

2.2. Refrigeración solar eléctrica

Está basada en paneles fotovoltaicos, que producen electricidad a partir de la luz que incide sobre ellos.

La refrigeración solar eléctrica se basa principalmente en ciclos de compresión mecánica ya que es el tipo de ciclo más extendido. En estos ciclos la electricidad producida en los paneles solares se convierte en energía mecánica mediante un motor de corriente continua (DC) para evitar pérdidas de conversión a corriente alterna.

En la Figura 2 se puede ver un esquema del ciclo de refrigeración solar eléctrica por compresión mecánica. En este ciclo, el compresor que, como su propio nombre indica utiliza energía mecánica como fuente de energía, es el encargado de aumentar la presión del refrigerante y llevarlo desde el evaporador al condensador. A la salida del condensador, donde el refrigerante ha cambiado de estado de vapor a líquido, llega a una válvula de expansión donde desciende la presión y la temperatura hasta llegar al evaporador donde el refrigerante absorbe el calor del recinto a enfriar y vuelve a estado vapor. Este vapor entra de nuevo en el compresor mecánico accionado eléctricamente donde se eleva su presión hasta la de condensación cerrando el ciclo.

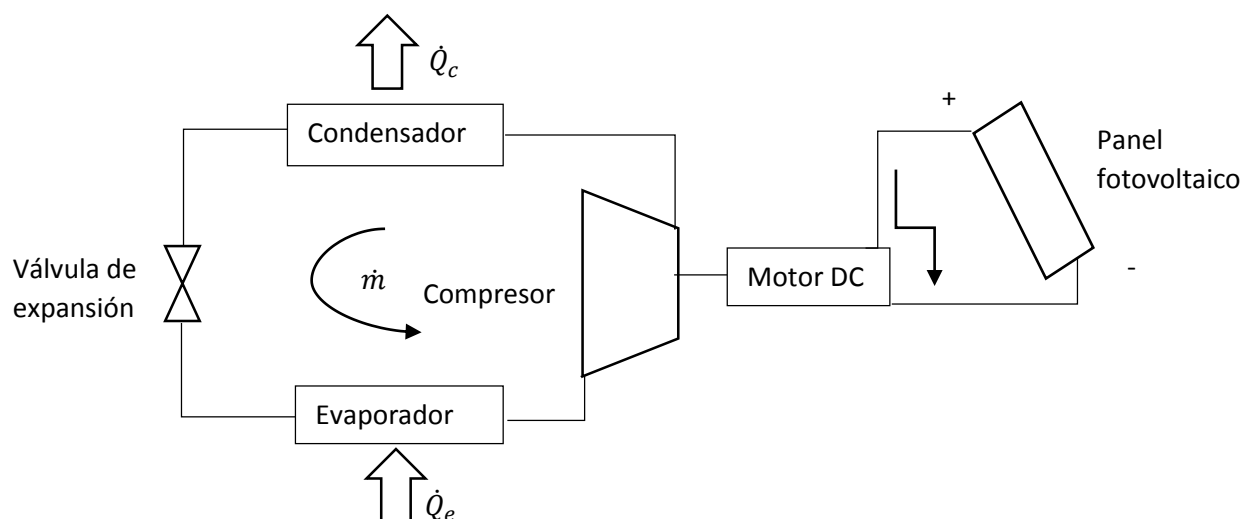


Figura 2. Ciclo de refrigeración por compresión con panel fotovoltaico.

Además, la energía eléctrica producida por los paneles solares fotovoltaicos, puede usarse para obtener frío mediante otros métodos eléctricos menos comunes como:

- Refrigeración termoeléctrica: Basada en el efecto Peltier, es principalmente aplicada a elementos pequeños como chips. La principal ventaja de esta forma de refrigeración es la ausencia de partes móviles.
- Motor Stirling: Se utiliza en aplicaciones de producción de frío a temperaturas criogénicas y a pequeña escala (laboratorios, etc.).
- Termoacústica: Funciona por cambios de presión por ondas de sonido (producidos mediante un dispositivo tipo altavoz) en un medio gaseoso que se convierten en cambios de temperatura.
- Magnética: Funciona gracias al efecto denominado magnetocalórico. Propiedad de aumentar o disminuir la temperatura debido a un campo magnético que tienen algunos materiales.

2.3. Refrigeración solar térmica

Presenta más posibilidades de trabajo para grandes instalaciones que la refrigeración solar eléctrica. Su eficiencia es función de la temperatura de operación, trabajando de manera más eficiente a altas temperaturas. Lamentablemente los colectores solares trabajan con menor eficiencia a altas temperaturas, con lo que habrá que llegar a un compromiso dependiendo de la combinación colector solar – sistema de refrigeración.

A continuación se van a presentar las distintas alternativas de sistemas de refrigeración solar térmica.

2.3.1. Compresión mecánica

Se trata de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica en el que la energía mecánica necesaria para el compresor es proporcionada mediante un ciclo de potencia (p.e. ciclo Rankine), ver Figura 3.

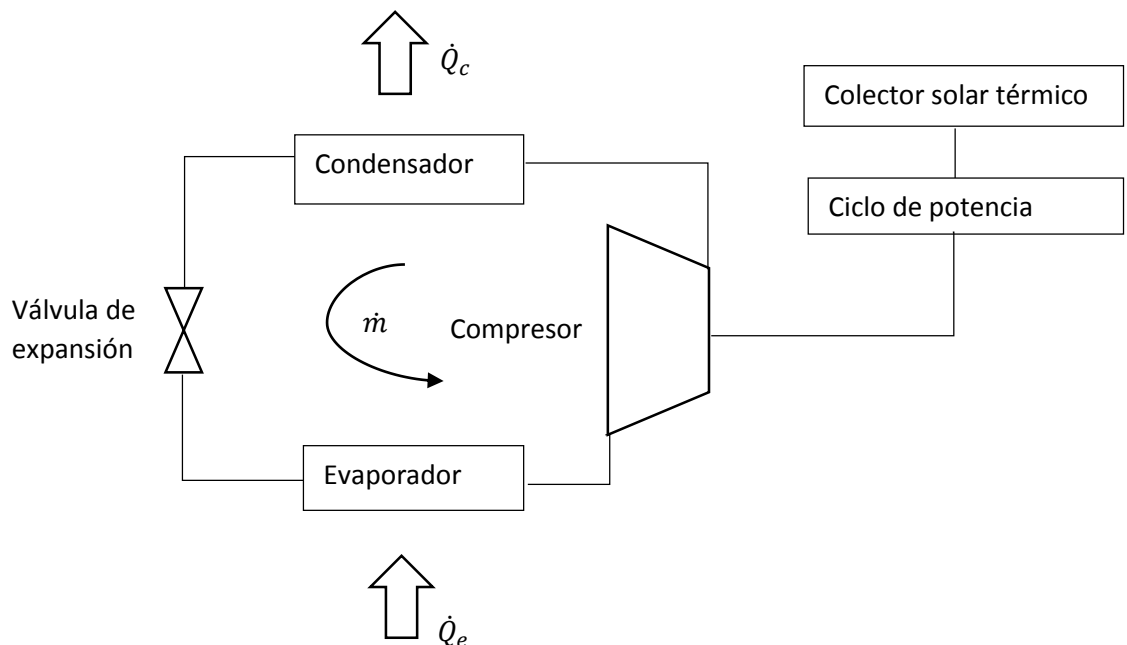


Figura 3. Ciclo de refrigeración solar térmica con compresión mecánica.

El ciclo ya ha sido explicado anteriormente, solo cambia con respecto a la refrigeración solar eléctrica en que el colector solar cede calor al ciclo de potencia, por lo que se transforma la energía térmica de los colectores en la energía mecánica necesaria para el compresor.

2.3.2. Absorción

Usa un compresor termoquímico en lugar de uno mecánico. No consume prácticamente electricidad ya que su fuente de energía principal es calor a alta temperatura, ver Figura 4. Dependiendo del nivel de temperatura disponible se podrán utilizar ciclos de absorción más o menos eficientes (ciclo de simple o doble efecto, etc.). El ciclo más empleado utiliza la disolución agua-bromuro de litio. El agua (refrigerante) circula desde el generador hasta el absorbedor, pasando por el condensador y el evaporador realizando los mismos procesos que el refrigerante en el ciclo de compresión mecánica explicado anteriormente. A la salida del evaporador, el refrigerante se encuentra en el absorbedor la disolución de bromuro de litio que lo absorbe para obtener un fluido líquido de manera que se pueda elevar su presión fácilmente mediante una

bomba. Esta disolución líquida se envía, pasando por un recuperador de calor o economizador, al generador donde se aplica una fuente externa de calor, obtenida mediante el colector solar y donde se separa el agua que recorrerá de nuevo el condensador y el evaporador.

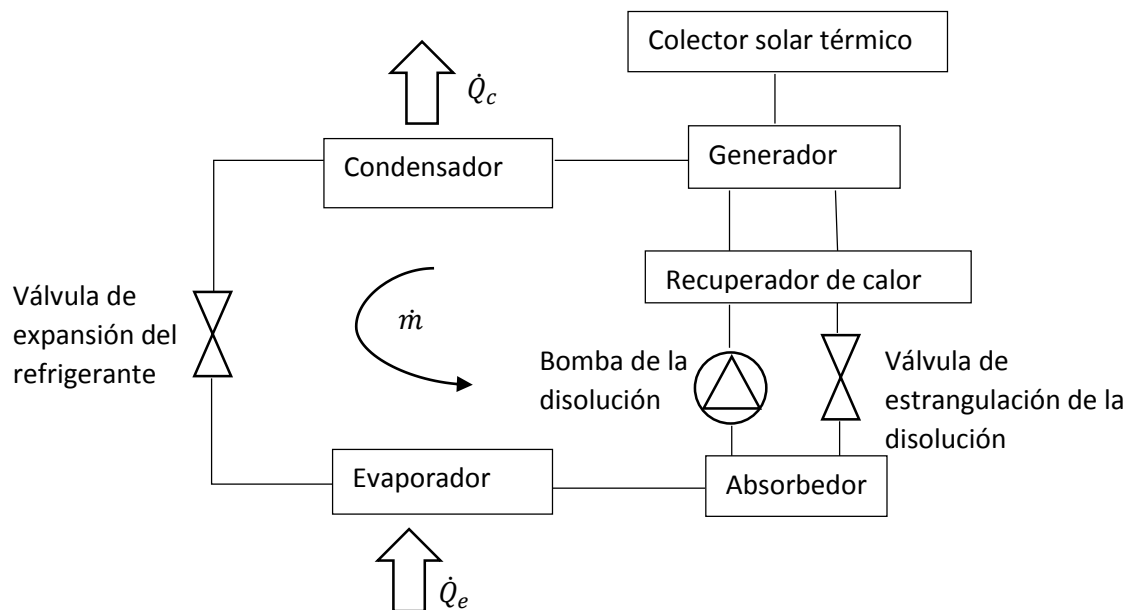


Figura 4. Ciclo de refrigeración por absorción.

2.3.3. Adsorción

Está formado por un adsorbente (material sólido, normalmente en forma porosa para aumentar la superficie de contacto) cuya misión es la de adsorber o fijar en su superficie el adsorbato (gas o vapor de refrigerante), ver Figura 5. El adsorbente recibe calor de una fuente externa, en este caso, la energía solar. Al aumentar la temperatura de éste, aumenta la temperatura del gas interno y por tanto se eleva su presión, desde la presión de evaporación a la presión de condensación. Cuando se eleva la presión por encima de la de condensación el adsorbato es separado en forma de vapor, para ser licuado posteriormente en el condensador, cediendo calor al ambiente. A su vez el adsorbente disminuye su presión hasta llegar de nuevo a la presión de evaporación, una vez se alcanzan presiones por debajo de la de evaporación, el refrigerante vuela a ser fijado en la superficie del adsorbente. Sin embargo, para que esto se produzca es necesario que vuelva a estar en estado gaseoso, por lo que se necesita un calor que se obtiene en el evaporador.

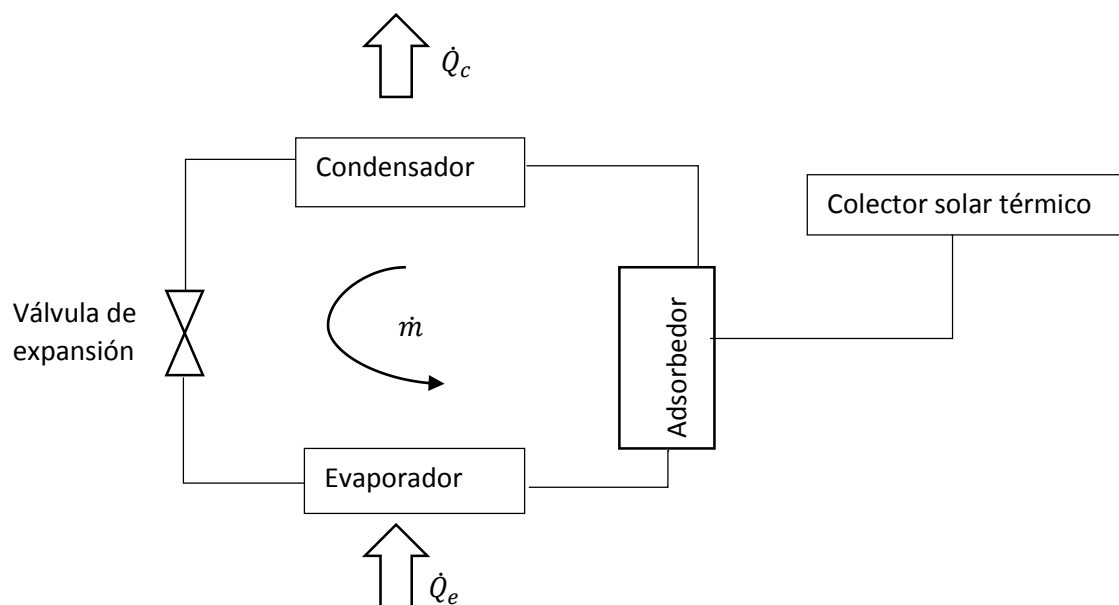


Figura 5. Ciclo de refrigeración por adsorción.

2.3.4. Sistemas desecantes

El principal objetivo es el de capturar la humedad del ambiente, para ello, es necesario una sustancia desecante, que son sustancias que tienen una gran afinidad con el agua, lo que les permite capturar la humedad del ambiente. En estos sistemas, ver Figura 6, el aire caliente y húmedo entra en la rueda con material desecante y se deshumidifica por adsorción del agua. Al deshumidificarse la temperatura del aire aumenta por lo que llega a un rueda de recuperación de calor donde se vuelve a enfriar, a la salida de esta se vuelve a humidificar según los requerimientos de confort enfriándose aún más y de esta forma va a entrar al recinto. A su vez, en paralelo se extrae aire del recinto y se humidifica a altos valores para explotar así el potencial frigorífico del recuperador de calor, a la salida de este entra en escena en colector que regenera el desecante.

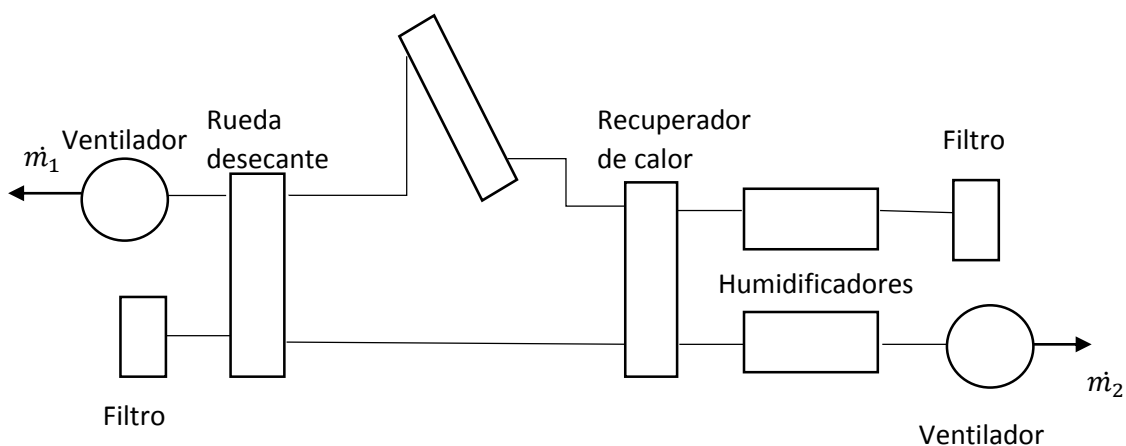


Figura 6. Ciclo de un sistema desecante.

2.3.5. Sistemas de Eyección

El elemento principal es el eyector, cuya función es la de aumentar la presión de un fluido utilizando para ello otro fluido a alta presión. La mezcla de estos fluidos es descargada a una presión intermedia. Al ser éste el sistema de refrigeración solar elegido se va a explicar en detalle en el Capítulo 3.

Capítulo 3.

Ciclo de refrigeración por eyector

3.1. Introducción e historia de los eyectores

3.1.1. Historia de los eyectores

La tecnología de los eyectores no es reciente, ya que en el año 1901 Charles Parson ^[9] fue el primero en utilizarlo en una máquina de vapor, pero es en 1910, cuando Maurice Leblanc ^[10] fue el primero que lo utilizó en un sistema de refrigeración. Su uso en refrigeración fue creciente hasta el 1930 ^[11] donde sus ventas comenzaron a caer debido a la aparición de la refrigeración por compresión mecánica de vapor.

Sin embargo, desde los años 70, y hasta la actualidad es cuando ha vuelto a retomar un gran interés y se han realizado diversos estudios sobre la utilización de estos elementos en sistemas de refrigeración ^[11]. Esto ha sido motivado por la crisis energética y por la creciente responsabilidad medioambiental representada por el protocolo de Montreal y por el protocolo de Kioto.

En común a las otras formas de refrigeración, es importante resaltar que la forma de conseguir el efecto frigorífico se basa en el cambio de fase del refrigerante. Lo que hace que este sistema de refrigeración sea realmente competitivo frente a otros sistemas de refrigeración activados térmicamente con mayor eficiencia (*COP*), como las máquinas de absorción, es su bajo coste.

Las diversas investigaciones de la refrigeración mediante eyectores están centradas en la optimización del diseño del eyector y en la utilización del refrigerante adecuado para cada punto de trabajo.

3.1.2. Introducción a los eyectores

Los eyectores son equipos que permiten transportar, comprimir y mezclar un fluido secundario a baja presión con la ayuda de un fluido primario a alta presión. Ambos fluidos, el primario y el secundario (también llamados motriz y succionado, respectivamente) pueden estar en fase líquida o gaseosa. En los eyectores se convierte la energía potencial del fluido motriz en energía cinética que se utilizará, mediante transferencia de momento, para succionar y arrastrar al fluido secundario ^{[7],[12],[13],[14],[15]}.

Las Figuras 7 y 8 presentan algunos eyectores reales de distintos tamaño. Estas imágenes han sido facilitadas por Applied Vacuum CC^[16]



Figura 7. Imagen de eyectores de distinto tamaño.



Figura 8. Imagen de eyector de gran tamaño.

Según la aplicación y la necesidad de la instalación los eyectores varían su tamaño considerablemente. Las principales ventajas de los eyectores son:

- Seguridad de funcionamiento
- Fiabilidad con el tiempo
- Libre de mantenimiento
- Sin partes móviles ni componentes eléctricos
- De fácil y barata construcción

3.1.3. Descripción y funcionamiento del eyector

Un eyector está formado por cuatro partes: la boquilla principal o motriz, la boquilla secundaria o cámara de succión, la garganta o tubo de mezcla y el difusor, ver Figura 11. El fluido primario entra con alta presión en la boquilla principal y se acelera al entrar en la tobera convergente-divergente alcanzando velocidades supersónicas. A la salida de la tobera, el fluido primario sale a alta velocidad creando una succión sobre el fluido secundario, ambos fluidos entran en contacto en la zona de mezcla por lo que se trata como un solo fluido a partir de ahora. Antes de llegar al difusor, tiene lugar una onda de choque que provoca un aumento de la presión y reduce su velocidad a subsónica. Una vez ya en el difusor, la presión del fluido aumentará a costa de reducir la velocidad.

- **Boquilla del fluido motriz:** Es una tobera convergente-divergente, con lo que el fluido va a ser acelerado hasta velocidades supersónicas. El número de Mach (M) indicará si el fluido es subsónico o supersónico. Haciendo referencia a la ecuación A21 del número de Mach que relaciona velocidad del fluido y velocidad del sonido:

- Movimientos subsónicos ($M < 1$)
- Movimientos supersónicos ($M > 1$)

Se alcanza un valor $M=1$ (flujo bloqueado), en la zona de sección mínima (t), es decir en el paso de tobera convergente a divergente. Por tanto el fluido pasa de ser subsónico a supersónico. Ver Figura 9.

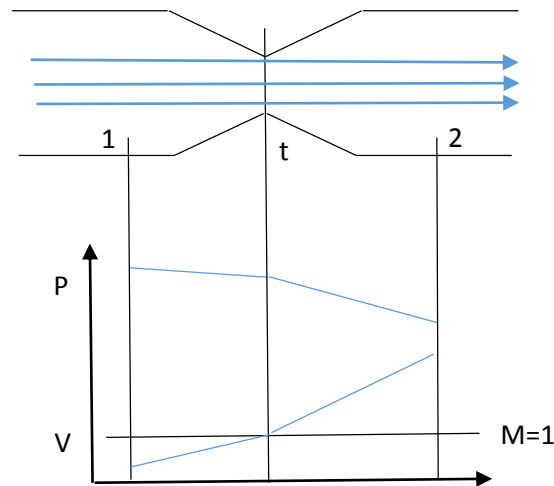


Figura 9. Gráfica de presión-velocidad de una tobera convergente-divergente.

- **Boquilla secundaria o cámara de succión:** El fluido secundario entra en la cámara de succión gracias a la depresión que genera el fluido primario.
- **Tubo de mezcla o garganta:** Se encuentran 2 tipos distintos de eyectores en función de la forma de la garganta que provoca que el mezclado se produzca de manera distinta:
 - Garganta con perfil convergente: el mezclado se produce a presión constante. Figura 10a.
 - Garganta de sección constante: el mezclado no se produce a presión constante. Figura 10b.

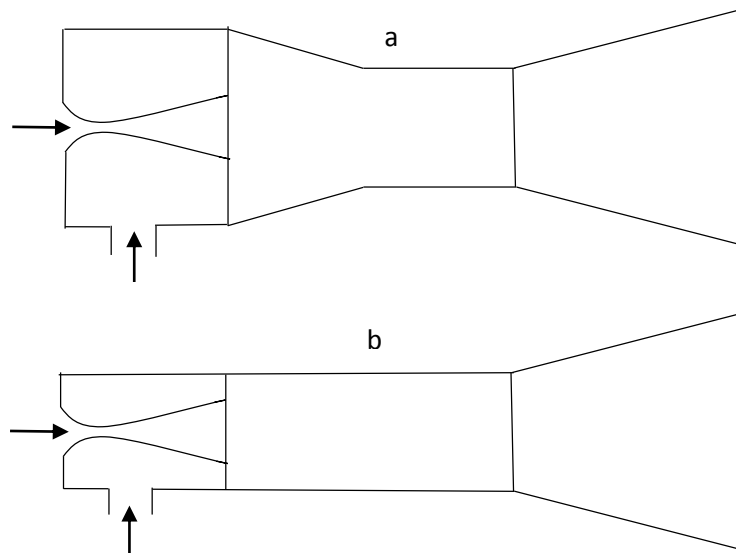


Figura 10. Comparación de eyector con mezclado a presión constante (a) y de área constante (b).

En nuestro caso vamos a realizar el estudio de un eyector con sección constante en la zona de mezcla, Figura 10.b. Esta elección se debe a que en los sistemas de refrigeración solar por eyector las condiciones de trabajo son altamente variables y este tipo de eyectores, a pesar

de que tienen menor rendimiento que los de presión constante, tienen un mayor margen de funcionamiento ^[13].

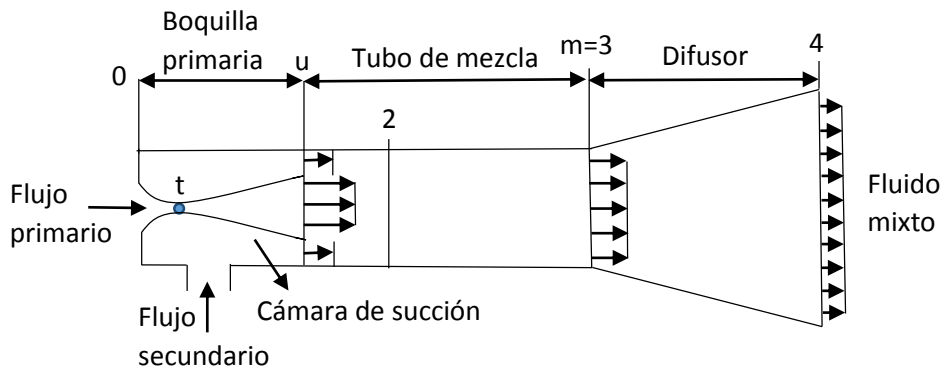


Figura 11. Eyector con sus distintas partes diferenciadas e indicando, cualitativamente, las velocidades de los flujos.

Desde la sección de salida de la boquilla primaria (u) hasta la sección 2 no se produce mezclado. En esta región (desde "u" hasta 2) se ha producido una aceleración del fluido secundario de manera que en la sección 2 el flujo secundario se bloquea ($M_{s2}=1$). El área por donde circula el fluido secundario con velocidad sónica se denomina garganta o sección mínima aerodinámica. A partir de esta sección 2 se considera que empieza el mezclado y es a partir de aquí cuando el fluido empieza a ser considerado como uno solo. Ver Figura 11.

Es al llegar al punto 3 donde la onda de choque, en caso de que se produzca, provoca un aumento de la presión de manera significativa ^[7]. El suponer una única onda de choque es para simplificar los cálculos pero realmente lo ocurre en la garganta es un tren de ondas de choque oblicuas que es más complicado de simular. Ver Figura 12. El camino marcado de negro sería el camino real provocado por el tren de ondas de choque, mientras que el camino rojo es el camino utilizado para simplificar los cálculos.

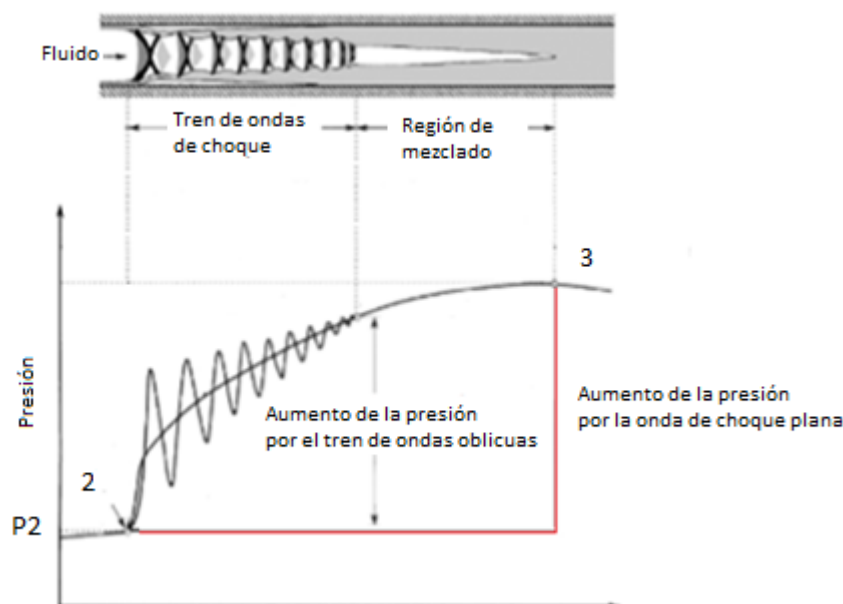


Figura 12. Representación del tren de ondas oblicuas frente a una onda de choque simple.

- **Difusor:** Es la última parte del eyector. Su función es aumentar la presión a costa de reducir su velocidad, el fluido ya entra en él en régimen subsónico.

Una vez descritos los distintos componentes del eyector, se va a explicar a continuación, con la ayuda de la Figura 13, cómo varia la relación de flujos (ω), que es el cociente entre el flujo secundario y entre el flujo primario ($\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p$), en función de la presión a la salida del difusor (P_4).

Para un determinado eyector y unas determinadas condiciones (presión y temperatura) de entrada, tanto del fluido primario como del secundario, existen tres zonas que delimitan los modos de operación del eyector ^[13]:

- Zona de doble bloqueo: tanto el fluido primario como el secundario están bloqueados. El primario está bloqueado en la garganta de la boquilla primaria y el secundario en la garganta aerodinámica. Por este motivo la relación de flujos (ω) es constante y no depende de la presión de descarga. En límite de esta zona (punto crítico) es donde se alcanza la mayor presión de descarga (presión crítica) y se mantienen los dos fluidos bloqueados. Este sería el punto óptimo de funcionamiento del eyector puesto que se alcanza la máxima relación de flujos y la máxima presión de descarga.
- Zona subcrítica: si la presión de descarga sigue aumentando a valores superiores que la presión crítica, el fluido secundario dejará de estar bloqueado y su caudal se irá reduciendo rápidamente (ω cae rápidamente puesto que el fluido primario sigue bloqueado).
- Zona de retorno o de mal funcionamiento: si sigue aumentando la presión de descarga se llegará a un punto en el que el eyector dejará de funcionar porque el flujo del fluido secundario se invertirá y parte del fluido primario saldrá por la entrada del fluido secundario (ω negativa).

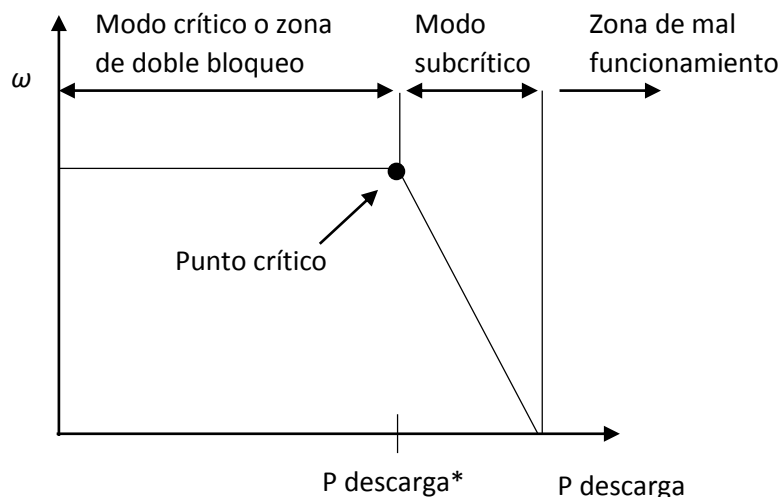


Figura 13. Relación de flujos respecto a la presión de descarga del eyector.

La Figura 14 muestra el diagrama de presiones y velocidades a lo largo del eyector separando todos sus puntos ^[7]:

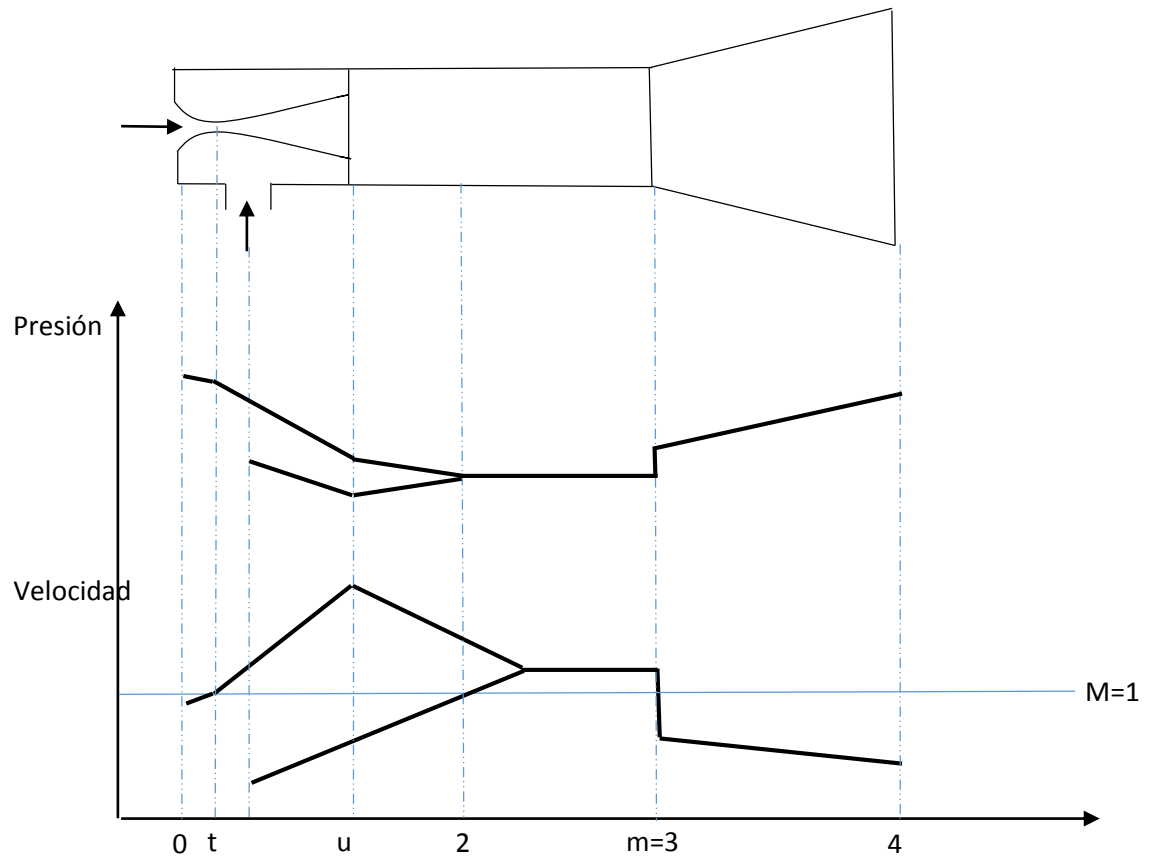


Figura 14. Diagrama de p-v a lo largo del eyector.

3.2. Descripción del ciclo de refrigeración por eyector

El ciclo de refrigeración por eyector está representado en la Figura 15.

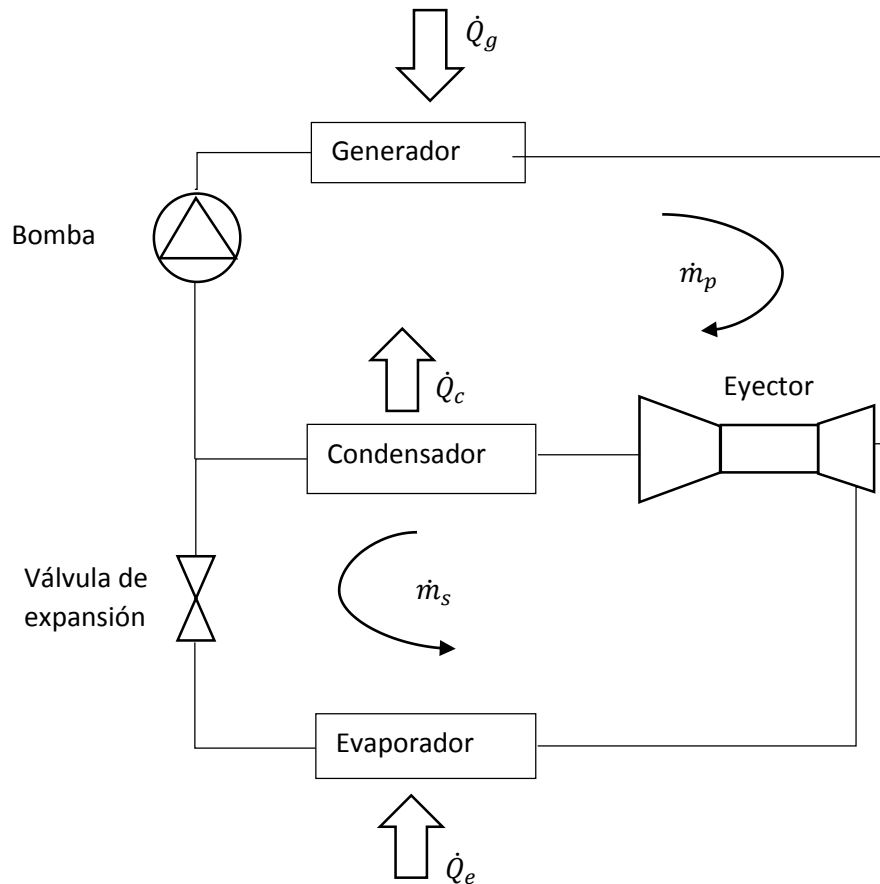


Figura 15. Ciclo de refrigeración por eyector.

El elemento clave de esta forma de refrigeración es el eyector, cuya función, como se ha comentado anteriormente, es la de aumentar la presión de un fluido secundario a través de un fluido motriz. Este fluido motriz o primario es el que circula por el generador, mientras que el fluido secundario es el que circula por el evaporador, produciendo el efecto frigorífico.

En el eyector ambos fluidos se mezclan y este fluido mixto llega al condensador donde cede calor al ambiente pasando a fase líquida. Una vez sale del condensador, el fluido se divide en primario y secundario.

El fluido primario, en fase líquida, pasa a circular por una bomba para así aumentar su presión. A la salida de la bomba se llega al generador donde se producirá el vapor a alta presión que servirá como fluido motriz en el eyector.

El fluido secundario, también en fase líquida, pasa por una válvula de expansión, reduciéndose su presión de manera isoentálpica. A la salida de esta se encuentra con el evaporador donde el refrigerante absorberá calor desde el recinto a enfriar hasta pasar a estado vapor.

El esquema siguiente, Figura16, es un diagrama $p-h$ genérico en el que se ha representado el ciclo de la Figura 15 anterior.

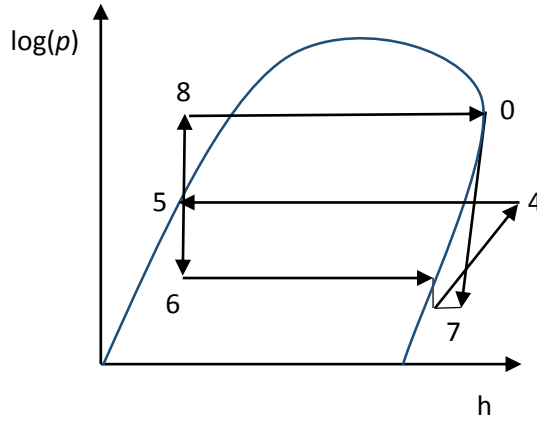


Figura 16. Diagrama p - h del ciclo.

La eficiencia del ciclo ideal será (temperaturas en Kelvin):

$$COP_{ideal} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_g - T_c}{T_g} \quad (1)$$

Si buscamos la eficiencia real del ciclo tenemos:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad (2)$$

En términos termodinámicos tenemos:

$$COP = \frac{m_s(h_7 - h_5)}{m_p[(h_0 - h_5) + v_5(P_0 - P_5)]} \quad (3)$$

Es importante mencionar que la energía mecánica necesaria para el bombeo de refrigerante líquido (W_b) es mucho más pequeña que la energía térmica (Q_g) necesaria para la generación de vapor a alta presión, con lo que es habitual no tenerla en cuenta en el cálculo del COP .

3.3. Modelos matemáticos

En el Anexo A se encuentra el desarrollo teórico a partir de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos hasta llegar a obtener las ecuaciones útiles para los dos modelos desarrollados en este Capítulo.

3.3.1. Modelo I – Modelo general

Desarrollado para obtener resultados generales de un eyector sin tener en cuenta la geometría del mismo y por tanto no va a dar valores detallados de las presiones internas. Los datos de partida de este Modelo son únicamente las presiones y temperaturas de los fluidos primario y secundario y la presión de descarga deseada. Con este modelo se puede por ejemplo hacer el estudio de los refrigerantes adecuados para este ciclo. Una vez elegido un refrigerante y una geometría determinada se utilizará el Modelo II para conocer en profundidad el funcionamiento del eyector y por tanto del ciclo.

Suposiciones:

- Flujo estacionario.
- Fluidos ideales (C_p y γ constantes, se supone igual para el fluido primario y secundario).
- Flujo unidimensional.
- Flujo adiabático.
- Las pérdidas en la boquilla, en el tubo de mezcla y en el difusor se tienen en cuenta aplicando eficiencias isentrópicas (η).
- El flujo en el tubo de mezcla es a presión constante.
- La presión en la cámara de succión la igualamos a la presión de evaporación.
- Una vez mezcladas las dos corrientes, si el número de Mach es mayor que 1, se producirá una onda de choque que hará que suba la presión.
- La velocidad a la salida del difusor es despreciable.

Desarrollo teórico:

- **Boquilla primaria:** En primer lugar se realiza un balance de energía de la misma forma que en la ecuación (A8):

$$\frac{V_{p1}^2}{2} + h_{p1} = h_g \quad (4)$$

Para poder calcular la velocidad primaria en el punto 1 será necesario calcular la entalpía real en el punto 1 y haciendo uso de la suposición e, por lo que la presión a la salida de la boquilla primaria será la del evaporador

$$\eta_{p1} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{isen}} = \frac{h_1 - h_g}{h_{1i} - h_g} \quad (5)$$

- **Tubo de mezcla:** Se realiza un balance de cantidad de movimiento, de donde se va a sacar V_m . Al suponer presión constante se anula dicho término por lo que nos queda como en la ecuación (A20):

$$\eta_m \cdot [\dot{m}_p V_{p1} + \dot{m}_s V_{s1}] = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) V_m \quad (6)$$

Dejándolo en función de ω :

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (7)$$

Despreciando la velocidad del fluido secundario y dejando la ecuación en función de ω tenemos:

$$\eta_m \cdot V_{p1} = (1 + \omega) \cdot V_m \quad (8)$$

Realizando de nuevo un balance de energía, pero ahora en el tubo de mezcla, tenemos en función de ω :

$$h_m = \frac{h_g + \omega \cdot h_e}{(1 + \omega)} - \left(\frac{V_m^2}{2} \right) \quad (9)$$

Conocida la entalpía y la presión en el tubo de mezcla, que será la misma que en el evaporador ($P_m = P_e$) se obtiene la temperatura:

$$T_m = f(h_m, P_m)$$

Que nos ayuda a calcular el número de Mach.

$$a_m = \sqrt{\gamma R T_m} \quad (10)$$

$$V_m = M_m \cdot a_m \quad (11)$$

Si el número de Mach es mayor que 1 se calcula el salto de presión y temperatura, y el nuevo número de Mach:

Con la fórmula (55):

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_m^2 - 1) \quad (12)$$

Con la fórmula (58):

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)} \quad (13)$$

Con la fórmula (56):

$$\frac{T_3}{T_m} = \frac{[2\gamma M_m^2 - (\gamma - 1)][(\gamma - 1)M_m^2 + 2]}{(\gamma + 1)^2 M_m^2} \quad (14)$$

En caso de que sea menor que 1, los valores de presión, temperatura y el número de Mach en el punto 3 serán iguales que en el punto m.

La entalpía de remanso se conserva en la onda de choque:

$$\frac{v_3^2}{2} + h_3 = \frac{v_m^2}{2} + h_m \quad (15)$$

De donde se calcula la entalpía en el punto 3. La velocidad en el punto se calcula relacionando el número de Mach y la velocidad del sonido, como en las formulas (10) y (11)

Con la presión de salida y la entalpía de salida de la onda de choque se puede obtener la entropía de salida de la onda de choque:

$$s_3 = f(p_3, h_3)$$

- **Difusor:** Se realiza de nuevo un balance de energía en el difusor para calcular la entalpía real de salida donde se va a desprejar la velocidad de salida:

$$\frac{V_3^2}{2} + h_3 = \frac{V_4^2}{2} + h_4 \quad (16)$$

La entalpía de salida ideal se calcula usando el rendimiento del difusor.

$$\eta_d = \frac{\Delta h_{isen}}{\Delta h_{real}} = \frac{h_{4i} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (17)$$

Por último, se calcula la presión de salida del difusor (P_4) usando la entalpía de salida ideal y la entropía de salida, que es la misma que a la salida de la onda de choque.

$$P_4 = f(h_{4i}, s_3) \quad (18)$$

Diagrama de fase del Modelo I:

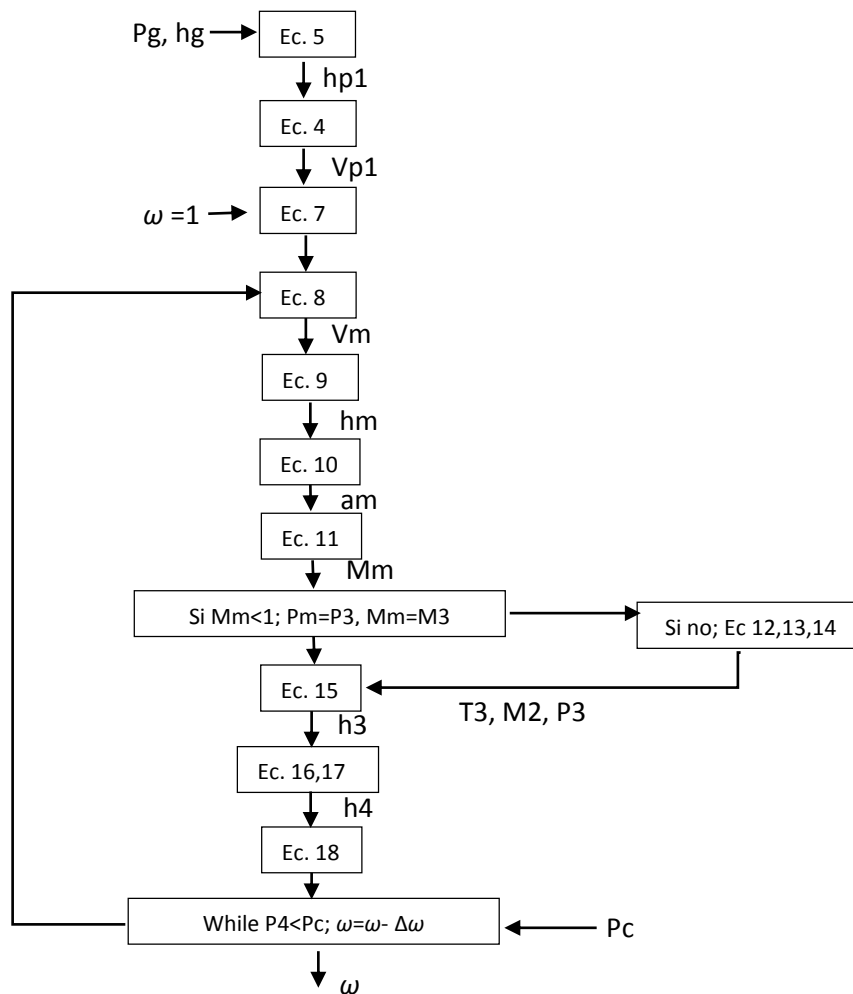


Figura 17. Diagrama de fase del Modelo I

Comprobación del Modelo I:

Para validar el Modelo I realizado se van a comparar los resultados generados con los obtenidos de los siguientes autores:

Autor 1: Jianlin et al. (2007) ^[17]

Autor 2: Sun (1996) ^[18]

Para ello se igualan las condiciones de operación a las condiciones de los modelos de dichos autores:

- En estos cálculos no se ha considerado sobrecalentamiento, es decir el fluido motriz sale del generador como vapor saturado.
- $T_g = 90^\circ\text{C}$ (Temperatura a la salida del generador)
- $T_c = 35^\circ\text{C}$ (Temperatura a la salida del condensador)
- $T_e = 5^\circ\text{C}$ (Temperatura a la entrada del evaporador)
- Los rendimientos son: $\eta_p = 0.85$, $\eta_m = 0.95$ y $\eta_d = 0.85$.

Resultados obtenidos con los refrigerantes R142b, R134a y R152a:

	R142b		R134a		R152a	
	ω	COP	ω	COP	ω	COP
Modelo I	0,24	0,186	0,205	0,17	0,218	0,188
Autor 1	0,235	0,18	0,225	0,18	0,24	0,18
Autor 2	0,235	0,19	0,23	0,195	0,235	0,21

Tabla 1. Comparación de ω y COP de los resultados del Modelo I con los de los Autores 1 y 2.

Los resultados obtenidos son muy similares a los estudios de los distintos artículos por lo que se comprueba así la validez del modelo propio. Se puede apreciar visualmente en las Figuras 18 y 19.

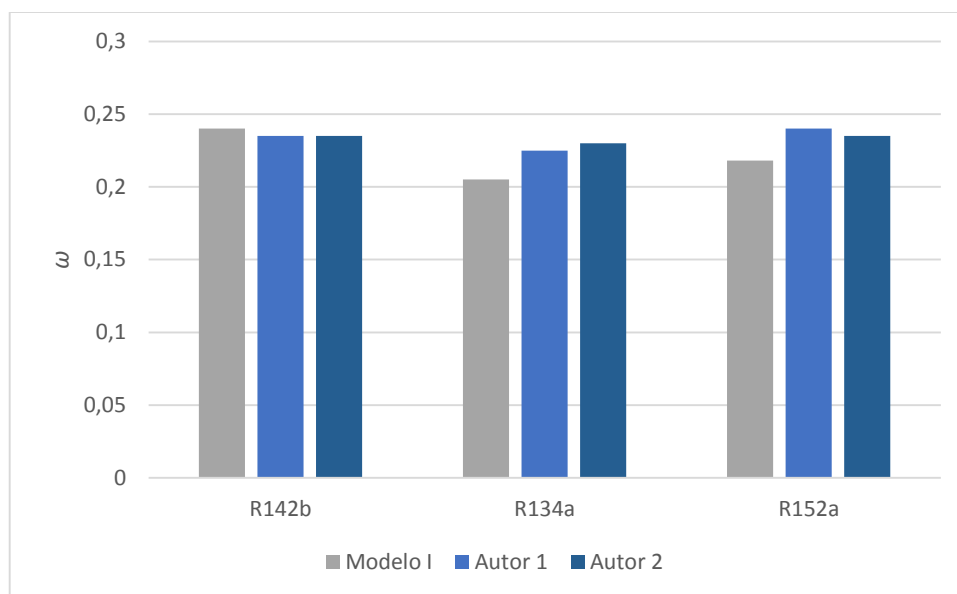


Figura 18. Comparación de flujos másicos (ω) del Modelo I con los datos de los Autores 1 y 2.

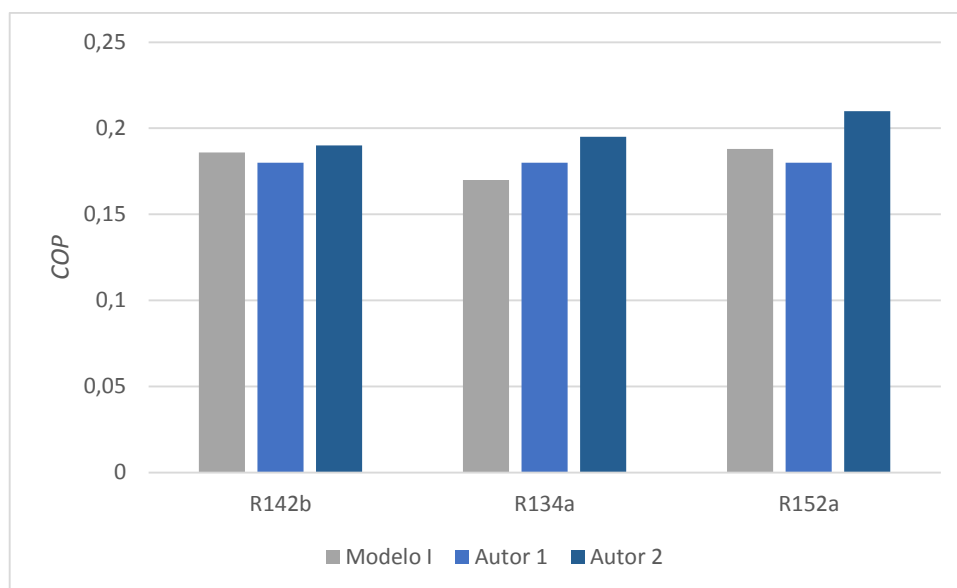


Figura 19. Comparación del COP del Modelo I con los datos de los Autores 1 y 2.

3.3.2. Modelo II – Modelo de optimización de áreas

Desarrollado para optimizar el área del tubo de mezclado del eyector una vez conocidas la relación de áreas de la boquilla de fluido motriz y las condiciones de temperatura y presión exteriores a las que se quiere que funcione el eyector. Permite conocer en profundidad el ciclo de refrigeración para un refrigerante determinado. Este modelo será más complejo que el modelo anterior. Se va a trabajar con una geometría de la boquilla concreta y a partir de ella se determinará el área transversal de la garganta para optimizar el funcionamiento del eyector, es decir que opere en el punto crítico, ver Figura 13. Gracias a este modelo se van a conocer las presiones, temperaturas y velocidades en el interior del eyector.

Suposiciones:

- Flujo estacionario.
- Fluidos ideales (C_p y γ constantes, se supone igual para el fluido primario y secundario).
- Flujo unidimensional.
- Flujo adiabático.
- Las pérdidas en la boquilla, en el tubo de mezcla y en el difusor se tienen en cuenta aplicando eficiencias isentrópicas (η).
- Una vez mezcladas las dos corrientes, si el número de Mach es mayor que 1, se producirá una onda de choque que hará que suba la presión.
- γ se supone igual para el fluido primario y secundario.
- Se supone presión constante en el punto 2, es decir, donde los 2 fluidos comienzan a mezclarse. ($P_m = P_{p2} = P_{s2}$)

Desarrollo teórico:

• **Boquilla primaria:** Para obtener el flujo másico en la boquilla primaria se hará uso de la formula (A37) al estar el flujo bloqueado. Además se aplicará un rendimiento de la boquilla primaria.

$$\dot{m}_p = \frac{P_g \cdot A_t}{\sqrt{T_g}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\eta_p} \quad ((19))$$

Para la relación de áreas en la boquilla primaria se utilizará la formula (A34) elevando al cuadrado a ambos lados de la ecuación

$$\left(\frac{A_t}{A_{p1}} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}} \cdot \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right) \right]^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \quad (20)$$

La relación entre presiones haciendo referencia a la ecuación (A31) será:

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (21)$$

- **Tubo de mezclado:** La relación de presiones entre el punto de comienzo de la zona mixta y el punto donde comienzan a mezclarse ambos fluidos será:

$$\frac{P_{p2}}{P_{p1}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p1}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p2}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (22)$$

La relación de áreas, teniendo en cuenta un coeficiente de pérdidas (ϕ) en el conducto primario ser:

$$\frac{A_{p2}}{A_{p1}} = \frac{(\phi_p/M_{p2}) \cdot \left[\left(\frac{2}{\gamma+1}\right) \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p2}^2\right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}\right]}{(1/M_{p1}) \cdot \left[\left(\frac{2}{\gamma+1}\right) \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p1}^2\right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}\right]} \quad (23)$$

Para la relación de presiones entre el punto de entrada del secundario y el punto donde comienzan ambos fluidos haciendo uso de la ecuación (A31) será:

$$\frac{P_e}{P_{s2}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{s2}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (24)$$

Para calcular el flujo secundario se volverá a usar la misma fórmula que para el primario, cambiando las condiciones de contorno.

$$\dot{m}_s = \frac{P_e \cdot A_{s2}}{\sqrt{T_e}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\eta_s} \quad ((25)$$

La suma del área del flujo primario y el secundario en el punto de comienzo de mezcla será igual al área total de la zona de mezcla.

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad ((26)$$

Para obtener las relaciones de temperatura, se usara la fórmula (A25):

$$\frac{T_g}{T_{p2}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{py}^2 \quad ((27)$$

$$\frac{T_e}{T_{s2}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{sy}^2 \quad ((28)$$

Para calcular la velocidad de cada fluido se usarán las ecuaciones de continuidad de movimiento (A20) y de conservación de la energía (A21), suponiendo unas perdidas en el tubo de mezclado:

$$\phi_m [\dot{m}_p V_{p2} + \dot{m}_s V_{s2}] = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) V_m \quad (29)$$

$$\dot{m}_p \left(c_p T_{p2} + \frac{V_{p2}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(c_p T_{s2} + \frac{V_{s2}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left(c_p T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (30)$$

Conocida la relación del número de Mach y de la velocidad del sonido se tiene:

$$V_{p2} = M_{p2} \cdot a_{p2} \quad (31)$$

$$V_{s2} = M_{s2} \cdot a_{s2} \quad (32)$$

$$a_{p2} = \sqrt{\gamma R T_{p2}} \quad (33)$$

$$a_{s2} = \sqrt{\gamma R T_{s2}} \quad (34)$$

El número de Mach en el punto m relaciona los números de Mach y el área en el punto 2 con el número de Mach y el área en el punto 3, teniendo en cuenta las pérdidas en el tubo de mezclado se tiene:

$$M_m = \left[\gamma \frac{A_{p2}}{A_3} \cdot M_{p2}^2 + \gamma \cdot \left(1 - \frac{A_{p2}}{A_3} \right) \cdot M_{s2}^2 \right] \cdot \frac{\phi_m}{\gamma} \quad (35)$$

Para obtener la presión después de la onda de choque se usara la fórmula (A52) resultando:

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_m^2 - 1) \quad (36)$$

En caso de que no haya onda de choque:

$$P_3 = P_m \quad (37)$$

Para obtener el número de Mach después de la onda de choque se usara la formula (A55) resultando:

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right)} \quad (38)$$

En caso de que no haya onda de choque:

$$M_3 = M_m \quad (39)$$

- **Difusor:** Para la presión de salida del evector de usará la formula (A31):

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_3^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (40)$$

La relación de flujos será:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (41)$$

Diagrama de fase del modelo II:

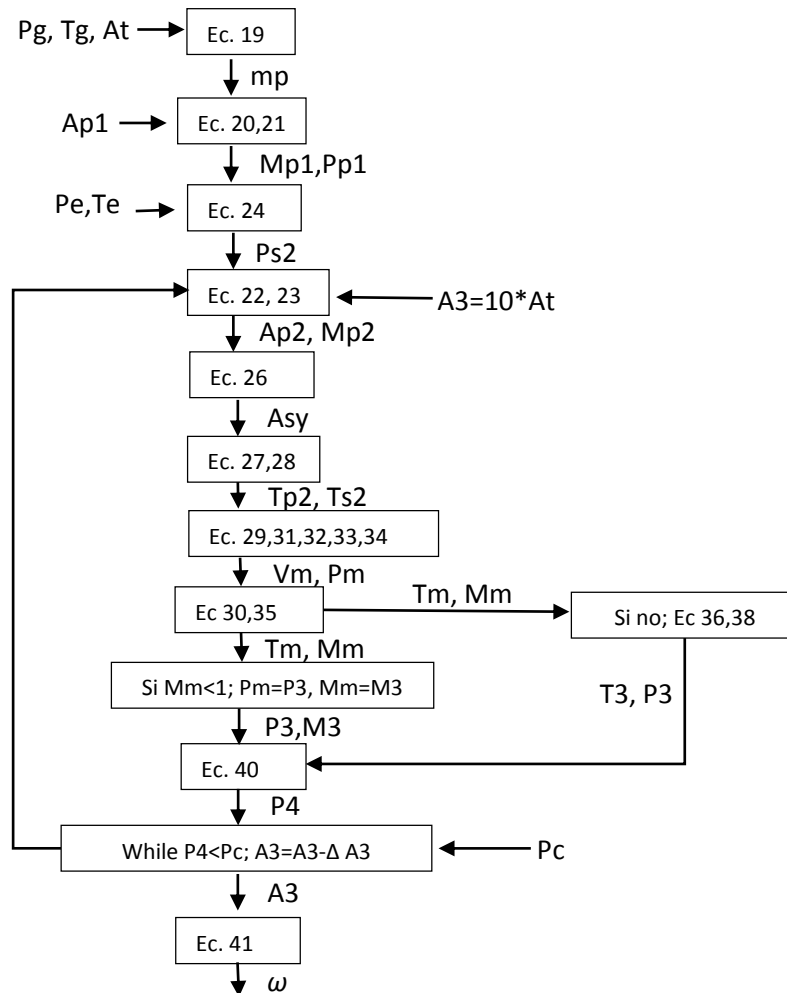


Figura 20. Diagrama de fase del programa para la optimización del eyector.

Comprobación del Modelo II:

Al igual que se ha hecho anteriormente, el Modelo II se va a validar comparando los resultados generados con los obtenidos de los siguientes autores:

Autor 3: Yapici y Ersoy (2005) ^[12]

Autor 4: Sun y Eames (1996) ^[11]

A continuación se igualan las condiciones de operación a las condiciones de modelos de otros artículos para comparar así los resultados obtenidos con los datos de dichos artículos como se puede ver en las Tabla 2.

De esta forma se podrá dar validez al modelo de optimización para poder realizar así el posterior estudio del refrigerante elegido. Las condiciones de operación son:

- El refrigerante será el R123.
- $T_c=30^{\circ}\text{C}$ (Temperatura a la salida del condensador).
- $T_e=5^{\circ}\text{C}$ (Temperatura a la entrada del evaporador).
- Los rendimientos del estudio son: $\eta_p=0.85$ y $\eta_d=0.85$. En el modelo II al tener un desarrollo teórico distinto al artículo con el que se va a comparar se han supuesto unas pérdidas también de 0,85 para ser lo más parecido posible.

Resultados del COP y de la relación de áreas óptima del tubo de mezclado y de la garganta de la boquilla (A_3/A_t):

	Tg = 60 °C		Tg = 70 °C		Tg = 80 °C		Tg = 90 °C		Tg = 100 °C	
	COP	A_3/A_t	COP	A_3/A_t	COP	A_3/A_t	COP	A_3/A_t	COP	A_3/A_t
Modelo II	0,076	3,36	0,141	4,77	0,194	6,557	0,24	8,776	0,28	11,45
Autor 3	0,12	3,3	0,18	4,5	0,22	5,7	0,26	8	0,295	11,46
Autor 4	0,08	2,8	0,13	4	0,18	5,1	0,23	7,1	0,26	9,2

Tabla 2. Comparación de COP y la relación A_3/A_t de los resultados del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.

Los resultados obtenidos son muy similares a los estudios de los distintos artículos por lo que se comprueba así la validez del modelo propio, se puede apreciar visualmente en las Figuras 21 y 22.

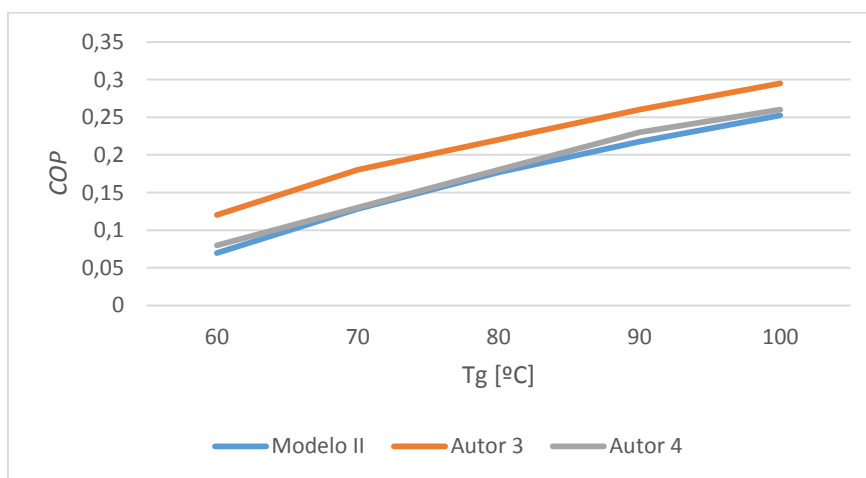


Figura 21. Comparación del COP del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.

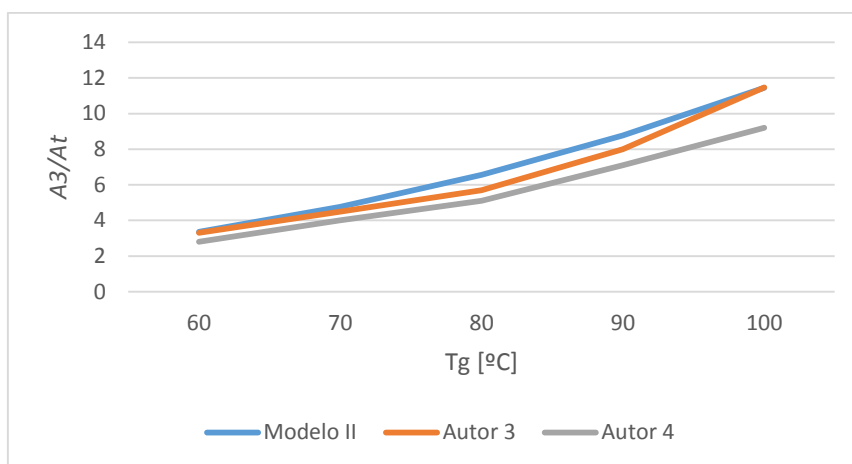


Figura 22. Comparación de la relación A_3/A_t del Modelo II con los de los Autores 3 y 4.

Como se ha indicado anteriormente el Modelo II, sirve para obtener el área del tubo de mezcla para que el eyector trabaje en el punto crítico (ver Figura 13) cuando se conocen las presiones de los fluidos entrantes y se quiere llegar a una presión de descarga determinada. Una vez que se conocen las dimensiones del eyector, se pueden utilizar las ecuaciones del Modelo II (ecuaciones 19 a 40) para determinar la presión de descarga cuando se modifican las presiones de entrada.

En la Figura 23 se puede apreciar cómo disminuye el COP al aumentar la temperatura de generación para una relación de áreas (A_{p1}/A_t) y (A_3/A_t) determinadas. El refrigerante usado ha sido el R123, como los autores 3 y 4.

Otra conclusión que se puede sacar de la Figura 23 es que para trabajar con altas temperaturas de condensación y trabajar en el punto crítico se necesitan temperaturas más altas de generación. Por tanto, una alta temperatura de generación ofrece un mayor rango de temperaturas de condensación para trabajar pero ofrece menores valores de COP .

Cada punto es el punto crítico de trabajo para cada temperatura de generación.

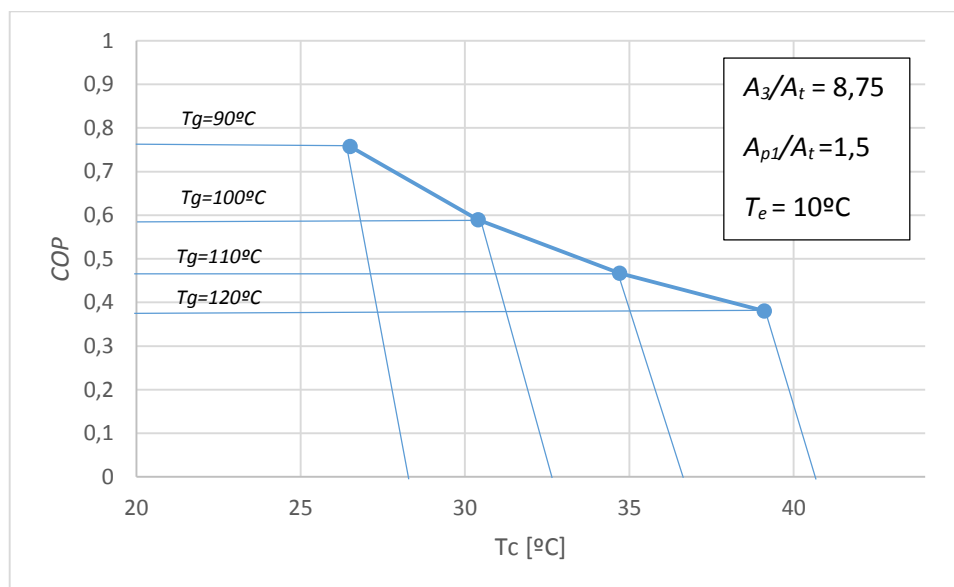


Figura 23. Variación del COP y de la temperatura de condensación para un eyector determinado y variando la temperatura de generación.



Capítulo 4.

Fluido de trabajo

4.1. Introducción a los fluidos de trabajo en ciclos de refrigeración por eyector

A lo largo de este capítulo se va a presentar la evolución de los refrigerantes y los distintos tipos que encontramos con sus diferentes ventajas e inconvenientes.

A principios de 1930 empiezan a aparecer los primeros refrigerantes orgánicos que suponían una mejora respecto a los refrigerantes tradicionales tanto en el funcionamiento de las instalaciones como en su precio.

Una de sus principales ventajas frente a otros refrigerantes tradicionales como es el caso del amoníaco (R717) es la disminución de requisitos de seguridad puesto que no son tóxicos ni inflamables.

Sin embargo, generan graves problemas para el medio ambiente, que se comenzaron a observar en 1970 gracias a Rowland y Mario Molina^[1] con una observación sobre la disminución del ozono provocado en parte por la acumulación de hidrocarburos halogenados, que se encuentran en gran parte de los refrigerantes frigoríficos^[16].

Los refrigerantes orgánicos se clasifican en:

- CFC: Contienen Flúor, Cloro y Carbono
- HCFC: Contienen Hidrogeno, Flúor, Cloro y Carbono
- HFC: Hidrogeno, Fluor y Carbono

Esa disminución del ozono se debe principalmente a los CFC que desprenden radicales libres de cloro cuando incide la radiación ultravioleta, más tarde, estos radicales reaccionan con el ozono dando lugar a la cadena de reacciones. Ver Figura 24, que ha sido obtenida de la web: <http://www.profesorenlinea.cl>^[19]

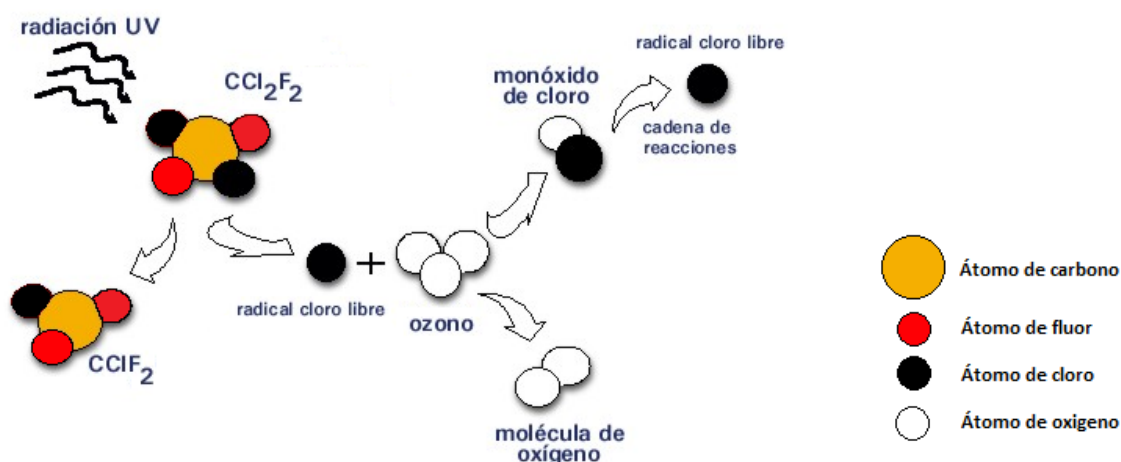


Figura 24. Reacción de los radicales de cloro con el ozono.

Además de que cada molécula de cloro que se libera pueda destruir centenares de miles de moléculas de ozono, también poseen un alto poder de efecto invernadero. El Protocolo de Kioto trata este tema y afirma que tiene un efecto 7.000 veces mayor que el CO_2 .

Debido a los grandes problemas medioambientales derivados de utilizar este tipo de refrigerantes CFCs, se empezaron a utilizar los HCFCs, como es el caso del R12 que ha sido sustituido por el R22 de tipo HCFC, que tiene un potencial destructor del ozono 95% menor.

Actualmente, se están sustituyendo por HFCs, que al no tener cloro, no existen los problemas comentados con el ozono, como es el caso del R134a que tiene unas propiedades muy similares al R12. Aun así, su potencial de efecto invernadero es 3.500 veces superior al CO_2 ^[1].

A continuación, se puede ver la evolución de los refrigerantes con referencia al Ozono, donde ODP es el potencial de destrucción del ozono e ITH es el horizonte de tiempo de integración, por lo que el potencial de calentamiento de cada gas depende de su tiempo en la atmósfera, como se puede ver el potencial de calentamiento global disminuye cuando aumenta el horizonte de tiempo de integración. Ver Tabla 3 y 4 respectivamente ^[20].

Refrigerante	Vida media estimada (años)	ODP
R12 (CFC)	130	0,95
R114 (CFC)	200	0,70
R22 (HCFC)	15	0,05
NH ₃ (Ref. natural)	1,7	0,00
R123 (HCFC)	1,6	0,05
R134a (HFC)	16	0,00

Tabla 3. Vida media y ODP de cada refrigerante.

Gas	ITH (20 años)	ITH (100 años)	ITH(500 años)
CO ₂	1	1	1
R11	4.500	3.500	1.500
R12	7.100	7.300	4.500
R114	6.900	6.900	5.500
R22	4.100	1.500	510
R123	310	85	29
R134a	3.200	1.200	420

Tabla 4. Potencial de efecto invernadero de los refrigerantes.

Los refrigerantes además se pueden clasificar en función de su grado de seguridad:

- Grupo primero: Formado por los no combustibles y con una acción tóxica ligera o nula.
- Grupo segundo: Tóxica y corrosiva y pueden ser explosivos en altas concentraciones al mezclarse con el aire.
- Grupo tercero: Son explosivos al mezclarse con el aire en bajas concentraciones. Tienen fuertes limitaciones de carga salvo uso de medidas de seguridad adecuadas.

Las propiedades para ver qué refrigerante es adecuado o no, son las siguientes:

- Calor latente de vaporización elevado.
- Presión de condensación elevada.
- Presión de evaporación no excesivamente baja.
- Temperatura crítica elevada.

- Volumen específico reducido.
- Temperatura de congelación suficiente.
- Conductividad térmica elevada.
- Viscosidad reducida.
- Inactividad y estabilidad altas.
- Insolubilidad en aceites.
- Solubilidad en agua.

4.2. Efecto de las propiedades del refrigerante en el ciclo por eyector

En este apartado se va a estudiar los diagramas temperatura-entropía (T-s) de los distintos refrigerantes y las ventajas/inconvenientes que presentan en el ciclo de refrigeración por eyector.

Los refrigerantes se clasifican en 3 tipos en función de su curva T-s: húmedos, isoentrópicos y secos. La curva de vapor saturado (parte derecha del domo) es la que condiciona si un refrigerante es de un tipo u otro y por tanto si es adecuado o no para un ciclo de refrigeración por eyector.

Se clasifican en:

- **Húmedos:** Donde se encuentra el agua, el amoníaco o el metanol.

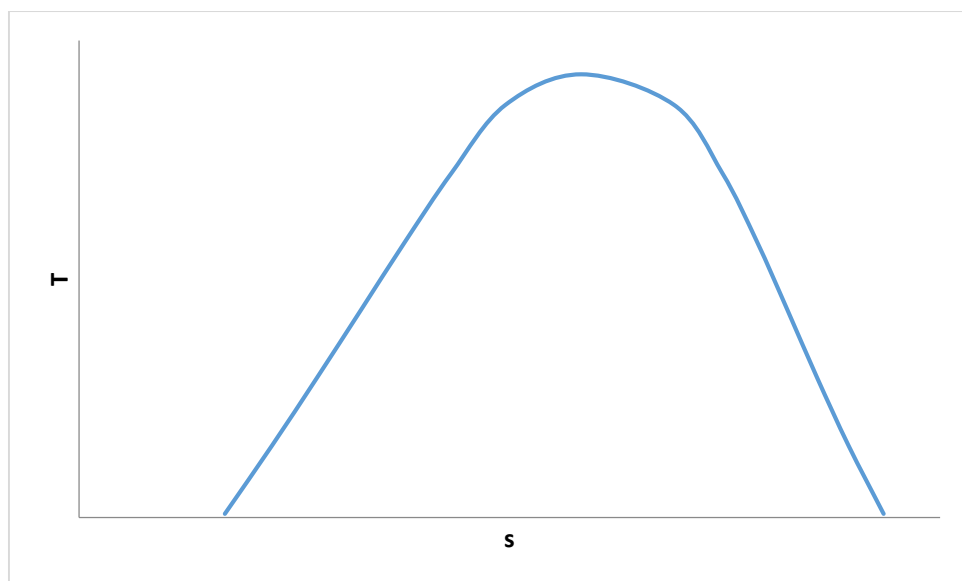


Figura 25. Diagrama T-s de un refrigerante húmedo. Obtenido mediante EES® para el refrigerante R717.

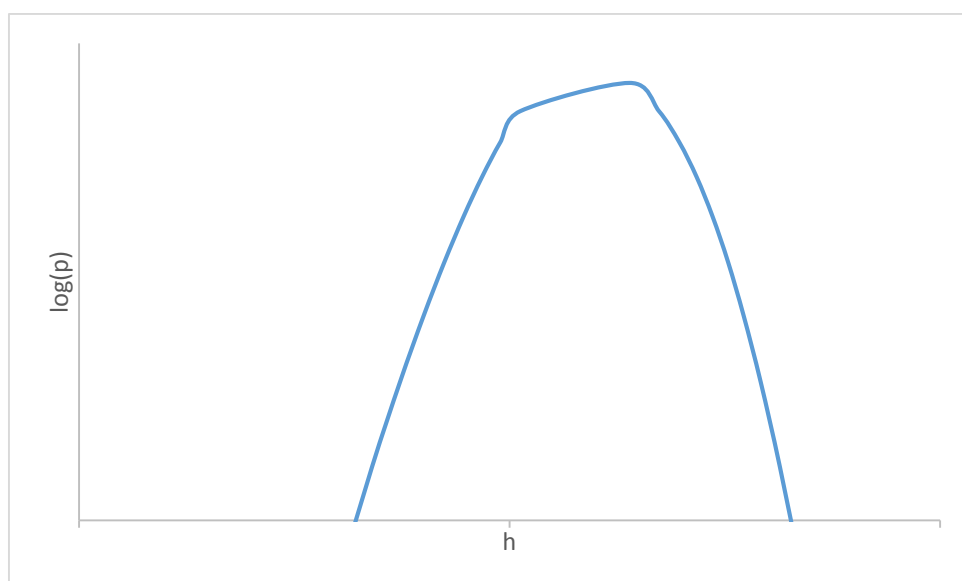


Figura 26. Diagrama p-h de un refrigerante húmedo. Obtenido mediante EES® para el refrigerante R717.

Para este tipo de fluidos se necesita un sobrecalentamiento ya que, de no realizarlo, el fluido motriz se condensaría parcialmente formando gotas, y se iría reduciendo su capacidad de arrastre y compresión del fluido secundario.

- **Isoentrópicos:** Donde se encuentran el R12, el R134a y el propano (R290).

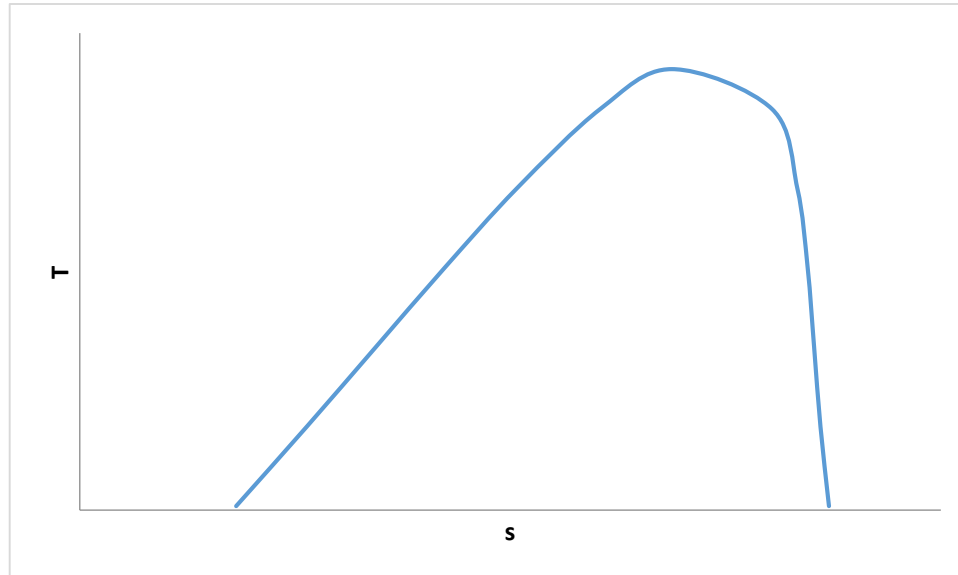


Figura 27. Diagrama T-s de un refrigerante isoentrópico. Obtenido mediante EES[®] para el refrigerante R134a.

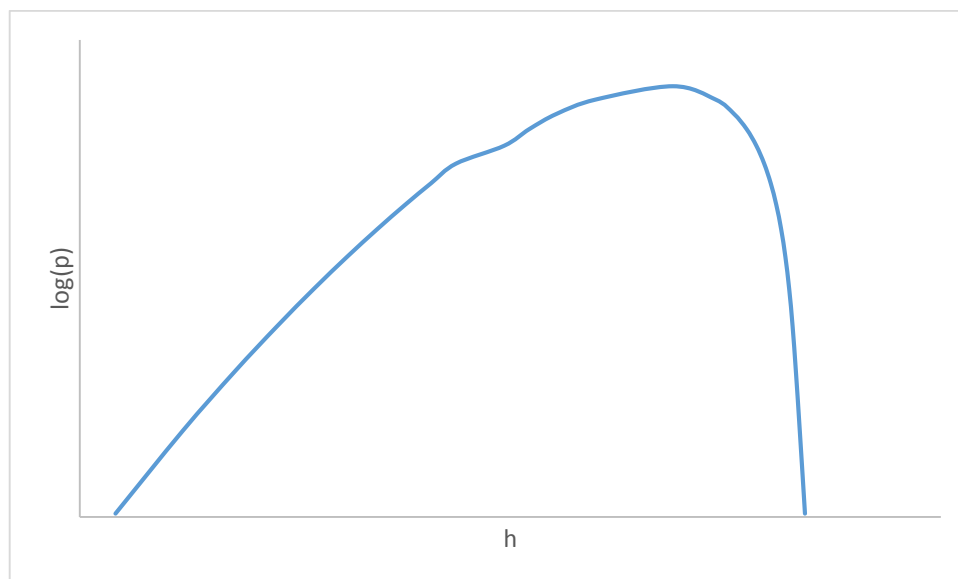


Figura 28. Diagrama p-h de un refrigerante isoentrópico. Obtenido mediante EES[®] para el refrigerante R134a.

Tras realizar una expansión en este tipo de fluidos se queda muy cerca de la curva de saturación. Para asegurar el correcto funcionamiento del eyector sería necesario un ligero sobrecalentamiento para la entrada al eyector.

- **Secos:** Donde se encuentran el isobutano (R600a) y el R123.

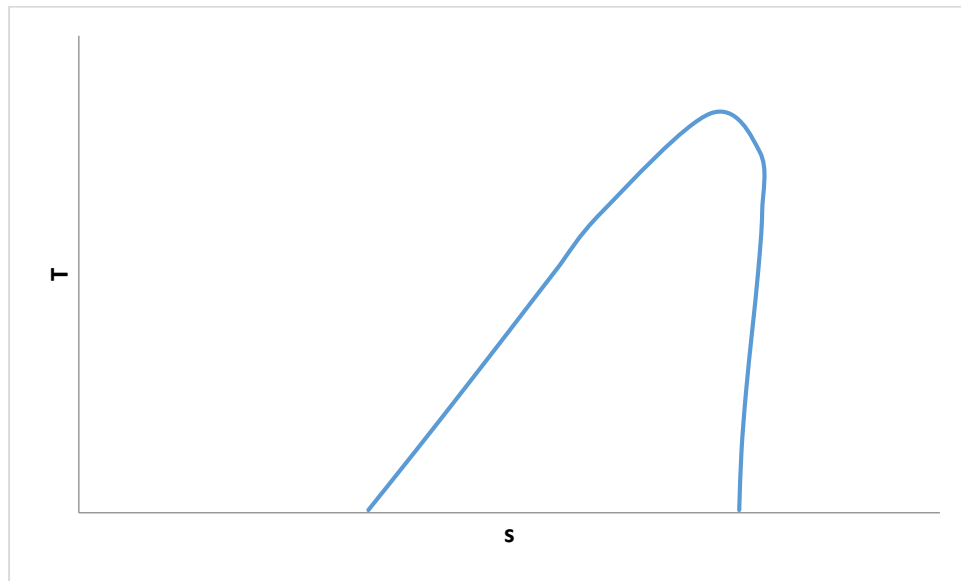


Figura 29. Diagrama T-s de un refrigerante seco. Obtenido mediante EES[®] para el refrigerante R600a.

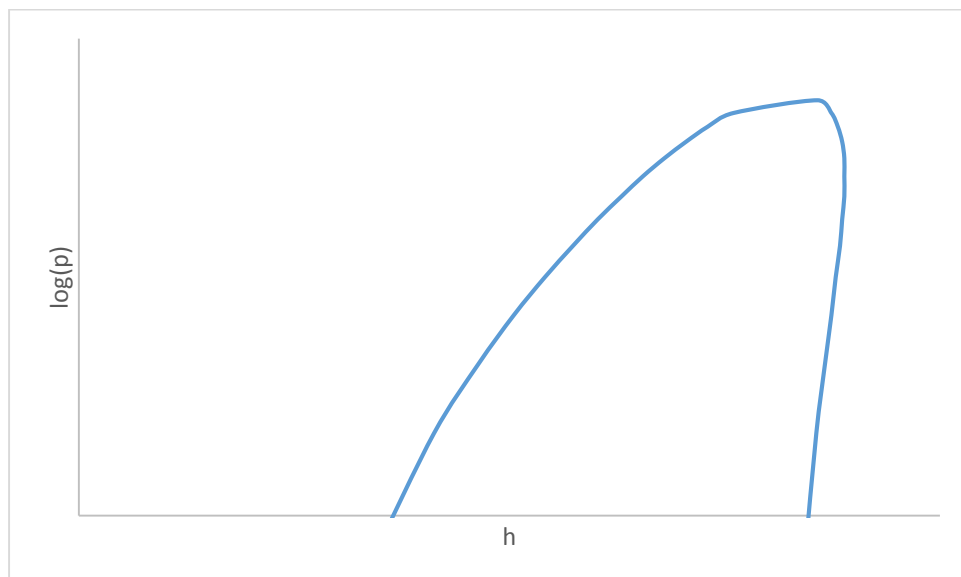


Figura 30. Diagrama p-h de un refrigerante seco. Obtenido mediante EES[®] para el refrigerante R600a.

En este tipo de refrigerantes, al realizar una expansión del fluido primario, éste queda siempre en la región de vapor sobrecalentado. Esto es beneficioso para el ciclo de refrigeración por eyector porque no sería necesario ningún sobrecalentamiento y por tanto la presión de generación puede ser la de saturación correspondiente a la temperatura de generación.

4.3. Tipos de refrigerantes

Para la elección de un refrigerante adecuado para nuestro sistema de refrigeración solar se ha realizado una comparativa de los refrigerantes representativos: R12, R123, R134a, R290, R600a, Metanol, R717 y el agua.

- **Refrigerante R12:** Refrigerante CFC, utilizado principalmente en pequeños refrigeradores o acondicionamiento de vehículos. Ha sido ampliamente usado para instalaciones de temperaturas medias. Se encuentran dentro del grupo primero.

- **Refrigerante R123:** Refrigerante HCFC. Fue el encargado de sustituir al refrigerante R11. Se utiliza principalmente para enfriadores de baja presión. Se encuentran dentro del grupo primero.

- **Refrigerante R134a:** Refrigerante HFC, con propiedades similares al R12. Se empleaba principalmente para los aires acondicionados de los coches, hace unos años su uso en automóviles fue prohibido. Se encuentra dentro del grupo primero.

- **Propano R290:** C_3H_8 . Es un gas incoloro e inodoro que pertenece al grupo de los alcanos. Es un buen sustituto de otros refrigerantes que causan gran impacto ambiental, su potencial de destrucción de la capa de ozono es nulo y un potencial de calentamiento global despreciable. Su principal desventaja es su facilidad para la inflamación del gas, por lo que requiere un tratamiento cuidadoso, para que se produzca la inflamación del gas se deben producir 2 condiciones: la primera de ellas es la mezcla de gas y aire, y la segunda de ellas es la ignición de determinados niveles de presión o temperatura. Se encuentra dentro del grupo tercero.

- **Metanol:** En un primer momento era el principal fluido empleado como anticongelante. Presenta riesgos de inflamabilidad y es tóxico. Su principal uso es como combustible, generalmente mezclado con la gasolina.

- **Isobutano (R600a):** En un pasado fue utilizado en congeladores, sin embargo, en la actualidad se usa en los frigoríficos y congeladores domésticos. Tiene un potencial de destrucción del ozono (ODP) cero y un potencial de efecto invernadero nulo, por lo que es un buen sustituto de los CFC. La principal desventaja del isobutano es su inflamabilidad, lo que requiere importantes condiciones de seguridad. Pertenece al grupo tercero.

Por otro lado, se ha desarrollado el estudio también con refrigerantes inorgánicos como el agua o el amoníaco:

- **Amoníaco (R717):** Es un compuesto químico de origen natural que se utiliza desde 1930 como gas refrigerante. Es el refrigerante natural con mejores propiedades físicas y termodinámicas, en algunos casos mejores que los refrigerantes fluorados. Por ejemplo, su capacidad de refrigeración es seis veces mejor que la del R22 y ocho veces mayor que la del R12. Sin embargo, es un producto que requiere una gran seguridad. En caso de liberarse en ambientes cerrados, puede causar desde irritación y molestias en los ojos y en las vías respiratorias hasta causar la muerte en grandes concentraciones.

En el ámbito de impacto ambiental, el amoníaco presenta una gran ventaja frente a los refrigerantes orgánicos, ya que tanto su potencial de destrucción del ozono como su potencial

de efecto invernadero directo son nulos. Al liberarse a la atmósfera, el amoníaco se transforma en fertilizante en unas horas. Se encuentra dentro del grupo segundo.

- Agua (R718): Es el refrigerante más eficiente desde el punto de vista de absorción de calor. Sin embargo, para que su utilización sea válida se debe aumentar la temperatura del condensador para aumentar así su tasa de intercambio de calor. Además requiere un gran mantenimiento ya que trabaja por debajo de la presión atmosférica y se debe mantener el sistema hermético a los escapes ^[21]. Se encuentra dentro del grupo primero.

En la Tabla 5, ofrecida por la web de Danfoss^[22], se pueden ver las propiedades de alguno de los refrigerantes estudiados:

Refrigerante	R 600a	R 134a	R 12	R 290
Nombre	Isobutano	1,1,1,2-Tetra-fluoroetano	Dicloro-Fluorometano	Propano
Formula	$(CH_3)_3CH$	CF_3-CH_2F	CF_2Cl_2	C_3H_8
Temperatura crítica en °C	135	101	112	96.7
Peso Molecular en kg/kmol	58.1	102	120.9	44.1
Punto normal de ebullición en °C	-11.6	-26.5	-29.8	-42.1
Presión a -25°C en bar (absoluto)	0.58	1.07	1.24	2.03
Densidad del líquido a -25°C en kg/l	0.60	1.37	1.47	0.56
Densidad vapor a to -25/+32°C en kg/m³	1.3	4.4	6.0	3.6
Capacidad volumétrica a -25/55/32°C en kJ/m³	373	658	727	1164
Entalpía de vaporización a -25°C en kJ/kg	376	216	163	406
Presión a +20°C en bar (absoluto)	3.0	5.7	5.7	8.4

Tabla 5. Propiedades de los algunos de los refrigerantes estudiados.

4.4. Estudio paramétrico de los refrigerantes

Para la selección del fluido de trabajo se van a comparar los distintos refrigerantes bajo diferentes condiciones de operación del ciclo. Este estudio se ha realizado utilizando el Modelo I.

Dependiendo del tipo de refrigerante del que se trata se supondrá una temperatura de sobrecalentamiento, según lo explicado en el capítulo 4.2:

- Refrigerante húmedos: Se supondrá un sobrecalentamiento de 40°C
- Refrigerante isoentrópico: Se supondrá un sobrecalentamiento de 15°C.
- Refrigerante seco: No se supondrá sobrecalentamiento.

4.4.1. Efecto de la temperatura de generación

En primer lugar se verá cómo afectan los cambios en la temperatura de salida del generador a la eficiencia del ciclo para cada refrigerante. La temperatura de salida del evaporador será de 10°C y de entrada al condensador de 30°C.

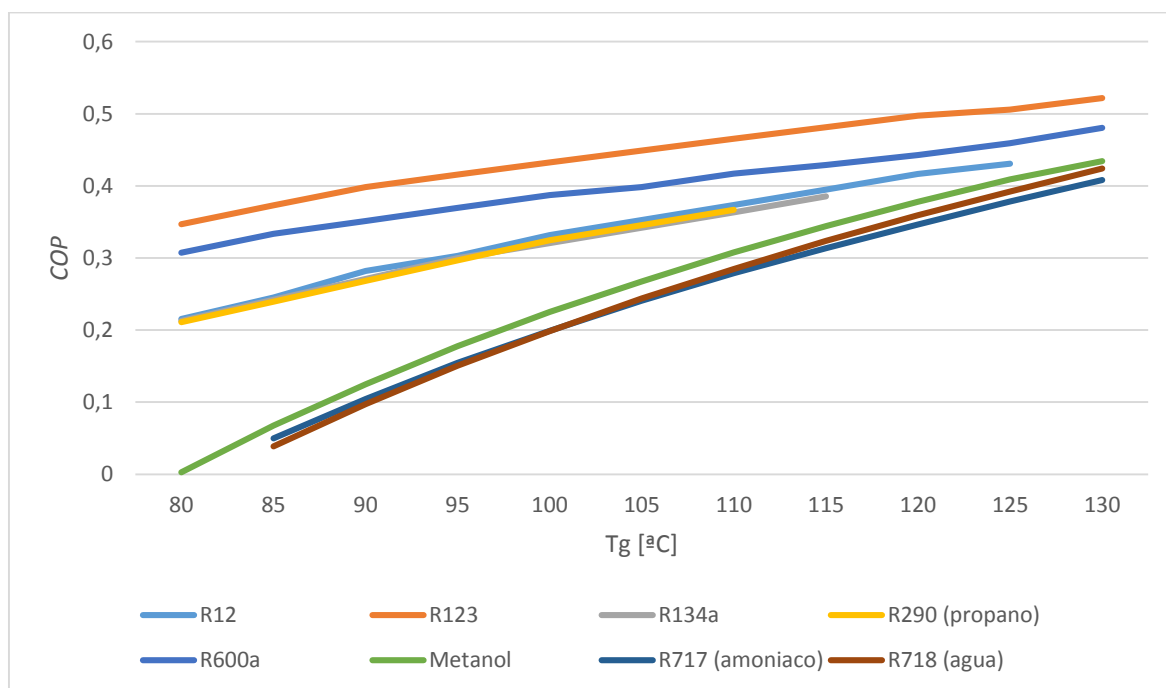


Figura 31. Gráfica COP-Tg para los distintos refrigerantes. $T_e=10^\circ\text{C}$, $T_c=30^\circ\text{C}$.

Como se puede apreciar, la tendencia es un aumento del *COP* cuando se trabaja con temperaturas más altas.

Los refrigerantes húmedos (agua, metanol y amoníaco) debido al alto sobrecalentamiento que necesitan van a trabajar a una presión de generación menor, lo que hace que el fluido motriz pueda succionar un menor flujo secundario, lo que equivale a una relación de flujos baja, y por tanto un reducido *COP*. Para el buen funcionamiento de este tipo de refrigerantes se va a tener que trabajar con temperaturas de generación muy altas como se puede apreciar en la Figura 31.

El amoníaco y el agua no son viables para una temperatura de salida del generador de 80°C. Esto se debe a lo explicado en la Figura 13, se entra en zona de mal funcionamiento, donde la relación de flujos (ω) es menor que 0.

Esta caída de eficiencia a bajas temperaturas de generación se puede apreciar también en los fluidos isoentrópicos (R134a, R290 y R12) aunque en menor medida. El uso de este tipo de refrigerantes para altas temperaturas de generación lo limita su temperatura crítica.

4.4.2. Efecto de la temperatura de condensación

Para ver cómo afecta la temperatura de entrada al condensador se fijan una temperatura de salida del generador de 90°C y una temperatura de salida del evaporador de 10°C.

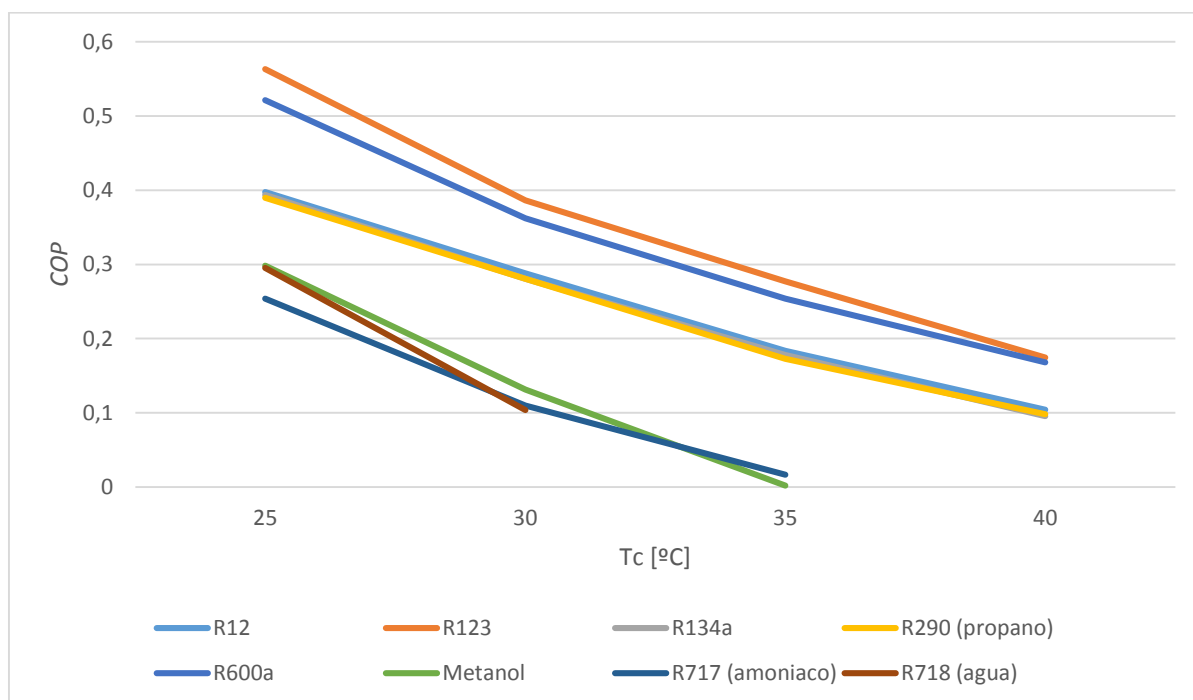


Figura 32. Gráfica COP-Tc para los distintos refrigerantes. Te=10°C, Tg=90°C.

En líneas generales y como tendencia común a todos los refrigerantes se puede apreciar cómo una mayor temperatura a la entrada del condensador disminuye en gran medida la eficiencia. Esta tendencia es común para todos los tipos de sistemas de refrigeración, puesto que el salto térmico a vencer es cada vez mayor según aumenta la temperatura de condensación, como se puede deducir de la fórmula 1. El agua como refrigerante deja de ser viable para una temperatura de entrada al condensador de 35°, mientras que el amoníaco y el metanol a 40°C. Como en el caso anterior, esto se debe a lo explicado en la Figura 13.

4.4.3. Efecto de la temperatura de evaporación

Por último se va a estudiar cómo afecta la temperatura de salida del evaporador al ciclo. La temperatura de salida del generador impuesta será de 90°C y la del condensador de 30°C.

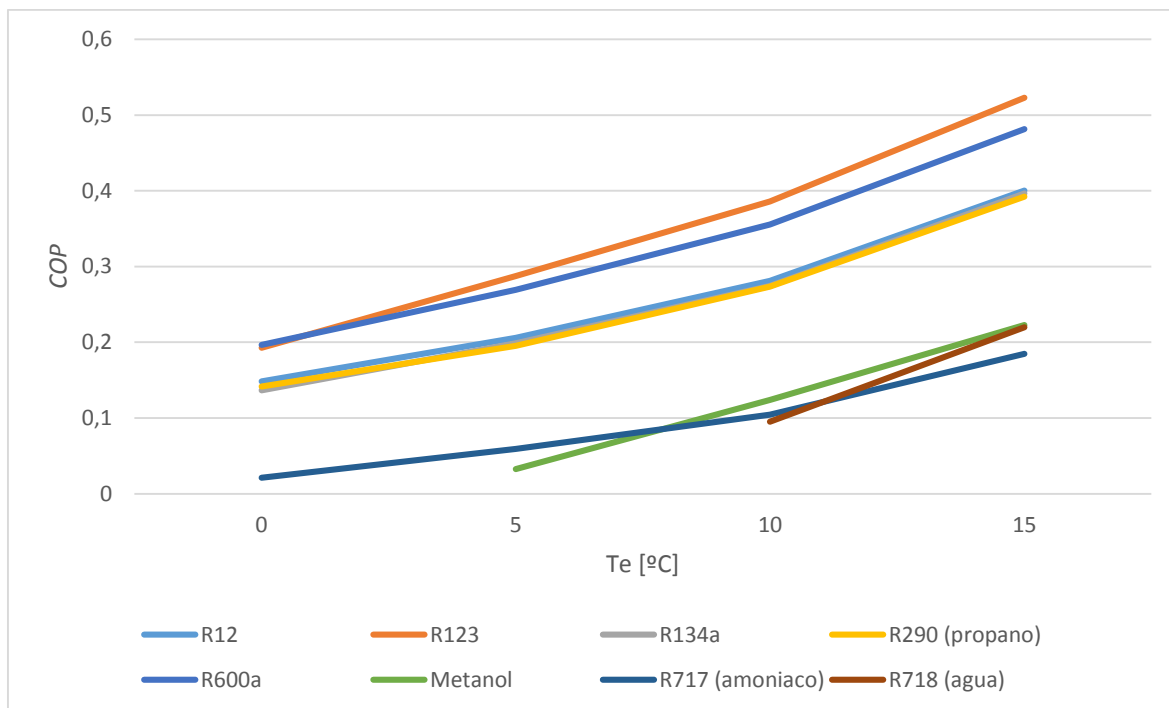


Figura 33. Gráfica COP-Te para los distintos refrigerantes. Tc=30°C, Tg=90°C.

El agua deja de ser viable al trabajar a menos de 0°C ya que se congela, sin embargo en la práctica se pone el límite de su uso en 5°C. Mientras, el metanol dejará de ser viable a los 0°C. Como en los casos anteriores, esto se debe a lo explicado en la Figura 13, se entra en zona de mal funcionamiento, donde la relación de flujos (ω) es menor que 0.

4.5. Selección del fluido de trabajo

Para la elección del refrigerante tanta importancia tiene la eficiencia de trabajo de cada refrigerante como su potencial de efecto invernadero y de destrucción de la capa de ozono.

Por tanto, antes de entrar a valorar las gráficas que nos muestran los datos del *COP* de los distintos refrigerantes para las distintas condiciones de operación se puede descartar el R12 ya que está prohibido su uso en la actualidad.

Centrados en las gráficas se puede rechazar el uso de los refrigerantes húmedos ya que muestran una eficiencia mucho menor. Su uso solo sería viable a altas temperaturas de generación aunque seguirían teniendo menor *COP* que otros en las mismas condiciones

Los siguientes refrigerantes rechazados son los refrigerantes que pertenecen a la categoría de isoentrópicos, al igual que los refrigerantes húmedos muestran una caída de la eficiencia a medida que trabajamos con unas temperaturas menos óptimas.

Rechazados los refrigerantes húmedos e isoentrópicos, quedan aún los refrigerantes secos: El isobutano (R600a) y el R123, que nos ofrecen una eficiencia similar, aunque algo mayor la del R123, sin embargo, el refrigerante elegido para su utilización en el sistema de refrigeración solar será el R600a, ya que tiene un menor potencial de efecto invernadero y un menor potencial de destrucción de la capa de ozono. Como se había explicado en el capítulo 4.3, el R600a es un refrigerante muy utilizado hoy día.

Por todos estos motivos, el refrigerante elegido es el R600a, a pesar de que se tengan que tomar medidas de seguridad por su inflamabilidad.



Capítulo 5.

Captación solar

5.1. Introducción a la energía solar

Para realizar el estudio del captador solar será necesario tratar las distintas partes de la energía solar para saber lo que se va a estudiar.

En primer lugar debemos diferenciar entre radiación difusa o directa. Figura 34.

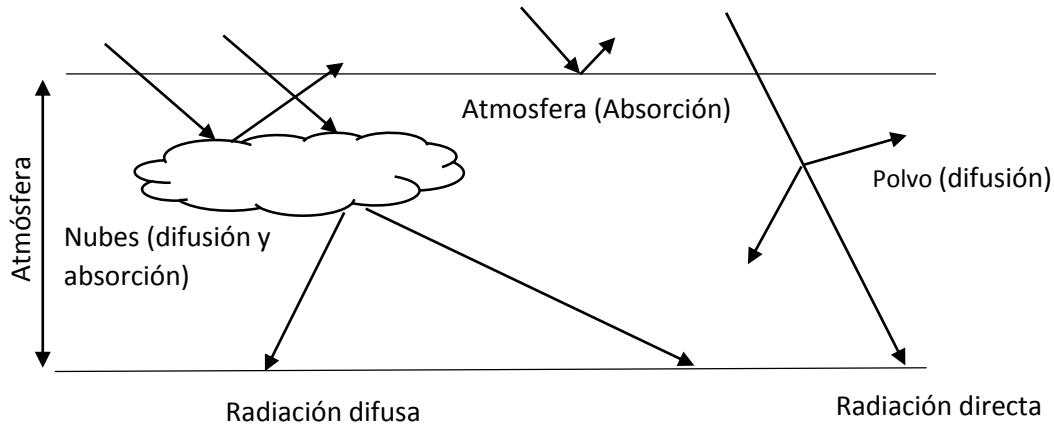


Figura 34. Distintas formas de radiación.

Como se puede ver, la radiación directa es aquella cuyos rayos llegan directos del sol, mientras que la difusa es aquella que cambia su dirección original.

Para definir la dirección de la radiación, hay que definir distintos parámetros:

Declinación (δ): Es el ángulo que forma la dirección de los rayos del sol con el ecuador que varía sinusoidalmente entre $\pm 23,45^\circ$ a lo largo del año. Es positiva en el hemisferio norte, y negativa en el hemisferio sur. Viene definida por la latitud del lugar. Ver Figura 35^[4].

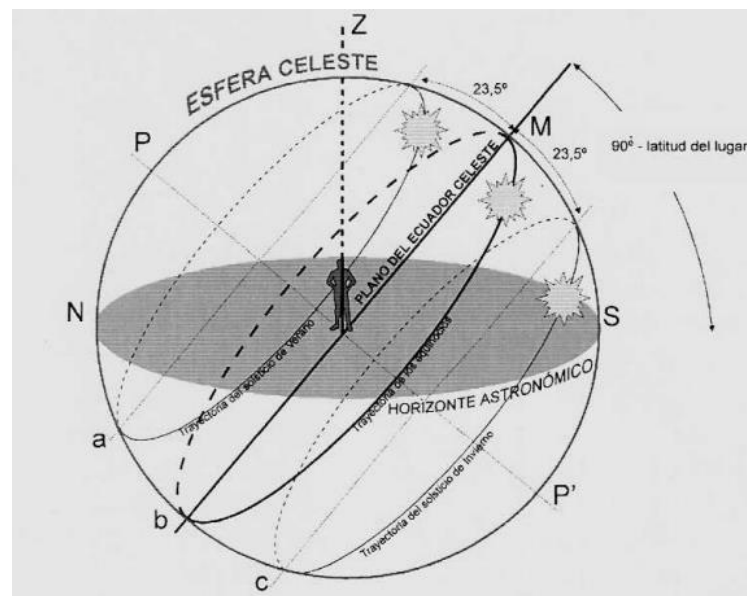


Figura 35. Ángulo de declinación en la esfera terrestre.

Por lo que el día del año que sea, es determinante en las horas de sol. Para una zona geográfica en la que diciembre representa el invierno, mientras que junio el verano, la diferencia es notable y se puede observar en la Figura 36^[4].

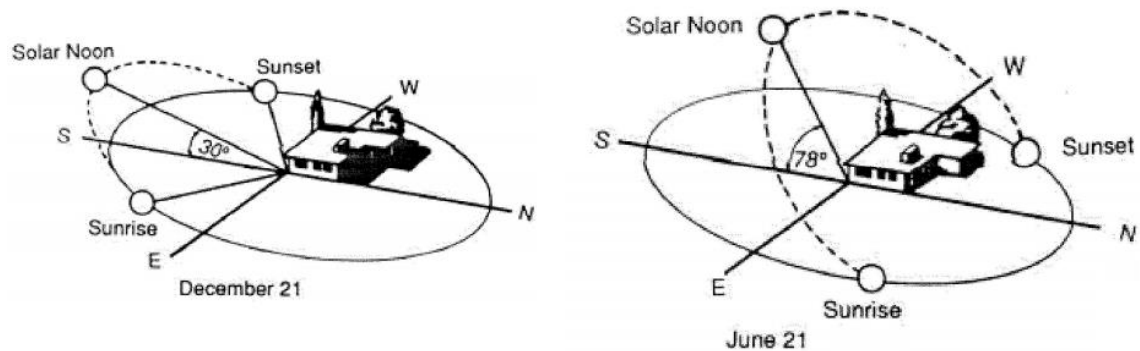


Figura 36. Duración del día. Diciembre – Junio.

Ángulo horario (ω): El punto en el que el sol alcanza su cenit tiene un ángulo nulo. Toma valores negativos antes de dicho punto y positivos después.

Relacionado con el ángulo horario se encuentra la altura solar máxima, también conocida como mediodía solar, está definido por:

$$h = 90^\circ - \omega + \delta$$

Otros ángulos: El ángulo cenital (θ_z), el ángulo complementario, también denominado altura solar (α_s) y el ángulo acimutal (γ_s) están definidos en la Figura 37.

Los ángulo referidos al colector son: un ángulo de inclinación (β), por lo que el ángulo de incidencia sería (θ). Otro ángulo definido por el colector es la orientación (γ) que es la desviación respecto al sur. Todo lo relacionado al colector será más profundizado a continuación.

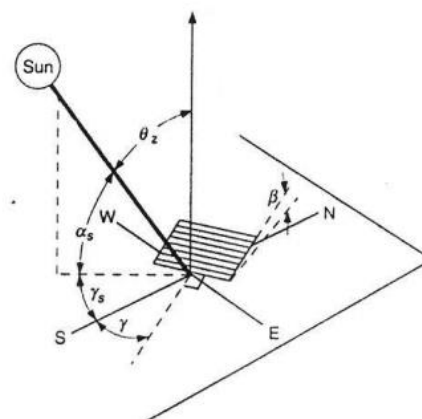


Figura 37. Distintos ángulos relacionados con la energía solar ^[4].

La Irradiación extraterrestre depende de: La declinación anual (δ), la hora solar (ω), la latitud geográfica (φ)

Una vez definidos todos los parámetros y ángulos de la radiación extraterrestre, se muestra la variación de la radiación a lo largo del año. Como se puede ver es variable según la zona geográfica en la que nos encontremos. Ver Figura 38^[4].

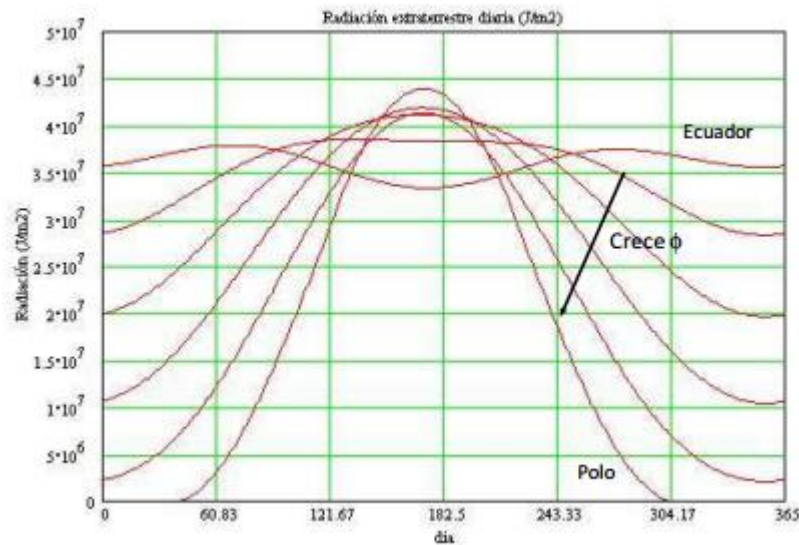


Figura 38. Variación de la radiación a lo largo del año.

Sin embargo, para el máximo aprovechamiento de la energía solar, se debe inclinar el colector para así interceptar una mayor radiación.

En la Figura 39^[4] se puede observar la diferencia entre la energía interceptada por un colector inclinado y otro horizontal.

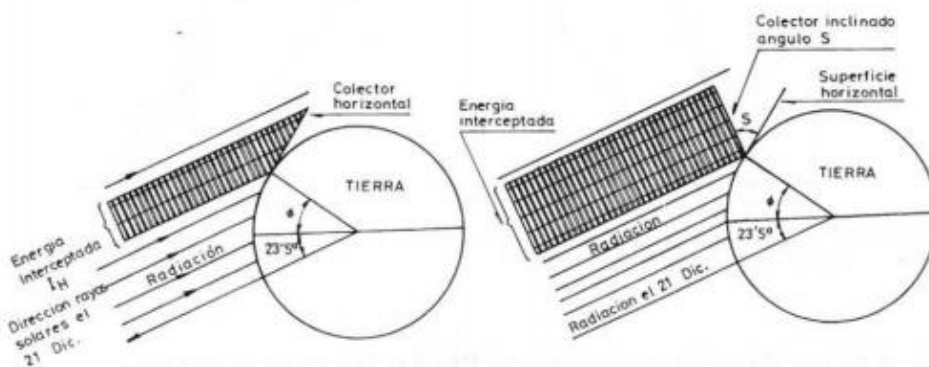


Figura 39. Rayos interceptados según la inclinación del colector.

La inclinación óptima correspondiente al mediodía solar, varía a lo largo del año y se obtiene con la diferencia entre la latitud y la declinación.

En Madrid, en verano la ganancia de radiación de un colector inclinado respecto a uno en horizontal es menor que en invierno ya que el ángulo óptimo es cercano al horizontal. Sin embargo, se inclina para obtener una mayor eficiencia.

Por tanto, la radiación incidente sobre un colector o irradiancia depende de: La declinación anual (δ), la hora solar (ω), la latitud geográfica (ϕ), la inclinación del colector (β) y la orientación del colector (γ).

Estudio de la irradiancia:

La irradiancia total sobre plano horizontal, será la suma de la irradiancia directa (H_b) y la irradiancia difusa (H_d), cuyos datos son conocidos:

$$H = H_b + H_d$$

Para llegar a obtener la irradiancia total sobre plano inclinado se usaran las fórmulas de los apuntes de Instalaciones de Energías Renovables de la UC3M. ^[4]

Lo primero que se va a estudiar es la declinación diaria en función del número de día que sea, siendo el 1 de enero $n=1$:

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (42)$$

En segundo lugar se va a calcular el ángulo horario del sol para plano horizontal primero y luego para plano inclinado:

$$\omega_{SZ} = \arccos(-\tan(\varphi) \cdot \tan(\delta)) \quad (43)$$

$$\omega_{ST} = \arccos(-\tan(\varphi - \beta) \cdot \tan(\delta)) \quad (44)$$

Con la siguiente condición, siendo ω_{SST} el ángulo horario a la salida de sol y ω_{SOT} a la puesta sol:

$$\omega_{SOT} = \omega_{SST} = \min(\omega_{SZ}, \omega_{ST}) \quad (45)$$

El tiempo que incide el sol sobre el plano inclinado viene dado por:

$$h_{ST} = (\omega_{SOT} + \omega_{SST}) \cdot \frac{24 \text{ horas}}{360^\circ} \quad (46)$$

La irradiación extraterrestre en forma de potencia media diaria de cada mes será:

$$G_{On} = 1367 \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot n}{365}\right)\right) \quad (47)$$

La irradiancia extraterrestre media diaria para plano horizontal en forma de energía será:

$$H_O = 2 \cdot \frac{12 \cdot 3600s \cdot G_{On}}{\pi} \cdot (\cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_{SZ}) + \omega_{SZ} \cdot \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta)) \quad (48)$$

La irradiación extraterrestre media diaria de cada mes en plano inclinado:

$$H_{O\beta} = 2 \cdot \frac{12 \cdot 3600s \cdot G_{On}}{\pi} \cdot (\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_{ST}) + \omega_{ST} \cdot \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin(\delta)) \quad (49)$$

Para calcular la irradiancia en $[W/m^2]$ sobre plano inclinado habrá que utilizar modelo de cielo, en este caso se ha usado el modelo anisotrópico, o modelo HDKR, que distribuye la radiación difusa en la componente isotrópica, circumsolar y horizontal:

$$H_{WT} = \frac{H_{T_anisotrópico}}{h_{ST}} \quad (50)$$

Para calcular la radiación sobre plano inclinado según un modelo anisotrópico:

$$H_{T_anisotrópico} = H_{T_directa} + H_{T_difusa_circular} + H_{T_difusa_cielo} + H_{T_difusa_horizontal} + H_{T_reflejada} \quad (51)$$

Es necesario calcular previamente los siguientes parámetros antes de calcular todos los términos del modelo anisotrópico:

Calculo de R_b y de los factores de forma para plano inclinado:

$$R_b = \frac{H_{O\beta}}{H_o} \quad (52)$$

$$F_{c-s} = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \quad (53)$$

$$F_{g-s} = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (54)$$

Conocidos los parámetros, se pueden calcular los distintos términos del modelo anisotrópico:

$$H_{T_directa} = H_b \cdot R_b \quad (55)$$

$$H_{T_difusa_circular} = H_d \cdot \frac{H_b}{H_o} \cdot R_b \quad (56)$$

$$H_{T_difusa_cielo} = H_d \cdot \left(1 - \frac{H_b}{H_o}\right) \cdot F_{c-s} \quad (57)$$

$$H_{T_difusa_horizontal} = H_d \cdot \left(1 - \frac{H_b}{H_o}\right) \cdot \sqrt{\frac{H_b}{H}} \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)^3 \quad (58)$$

$$H_{T_reflejada} = H \cdot \rho_s \cdot F_{c-g} \quad (59)$$

Conocida la irradiancia sobre plano inclinado (H_{WT}), el estudio irá enfocado a la instalación solar, el primer elemento estudiado será el colector solar por ser el primer elemento y la base de la instalación.

5.2. Desarrollo teórico de la instalación solar

El ciclo de la instalación solar será el siguiente, Figura 40.

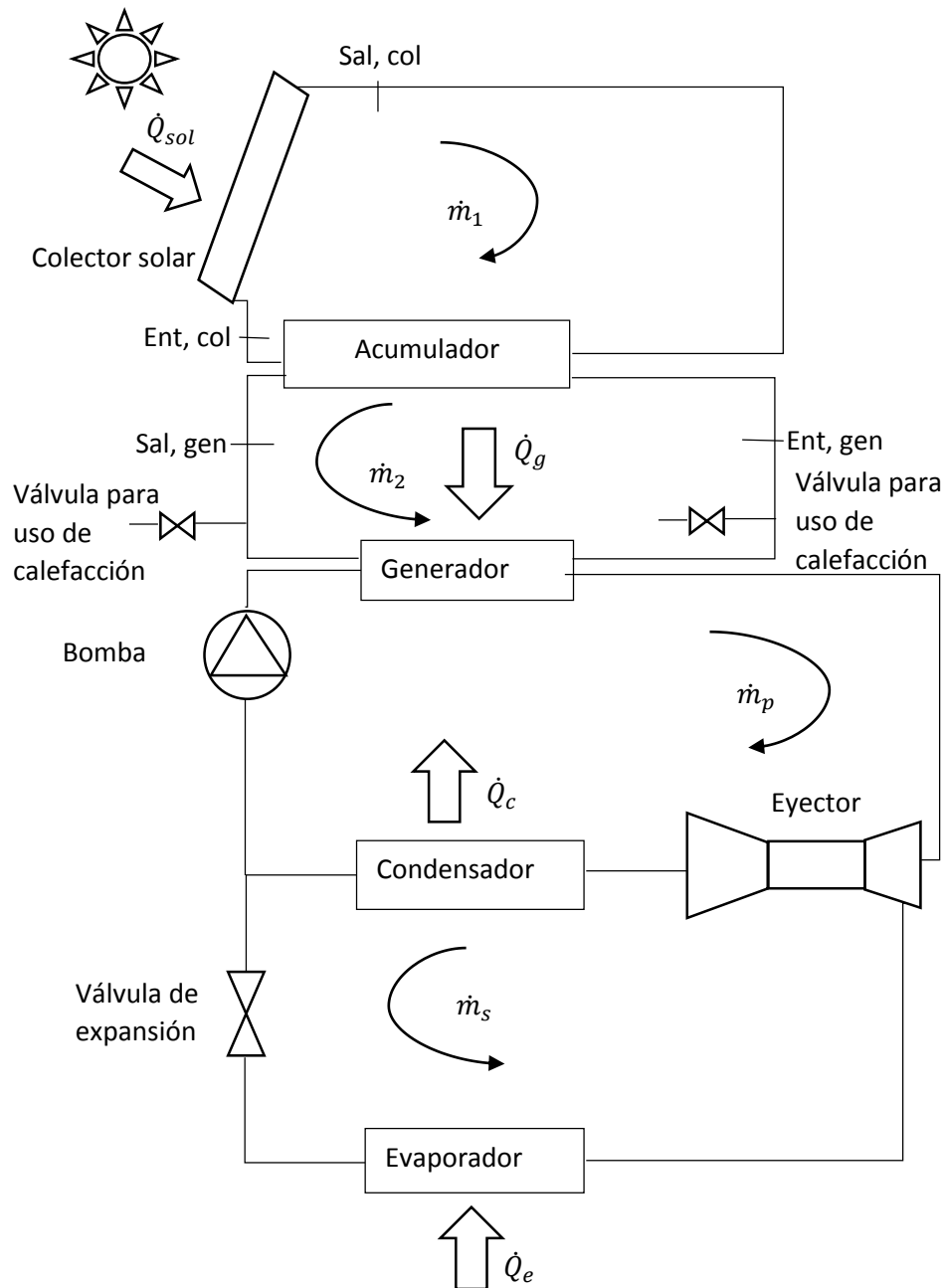


Figura 40. Esquema de la instalación solar.

El colector recogerá el fluido que circula por el circuito primario y lo calentará gracias a la energía solar. El fluido de salida del colector irá al acumulador, que absorberá las variaciones en la temperatura de salida del colector y será de donde saldrá el fluido del circuito secundario para alimentar al generador del ciclo de refrigeración por eyector.

En primer lugar se estudiará la irradiancia necesaria para el cálculo de la instalación solar con el desarrollo teórico del apartado anterior y con los siguientes datos:

- Irradiancia sobre plano horizontal directa (H_b) y difusa (H_d) diaria media de cada mes en [kWh/m²dia]
- Latitud del lugar (φ)
- Temperatura ambiente (T_0)
- Inclinação (β)
- Orientación (γ)
- Reflectividad del suelo (ρ_s)

Conocida la irradiancia sobre plano inclinado se realiza el estudio del colector solar.

Estudio del colector solar:

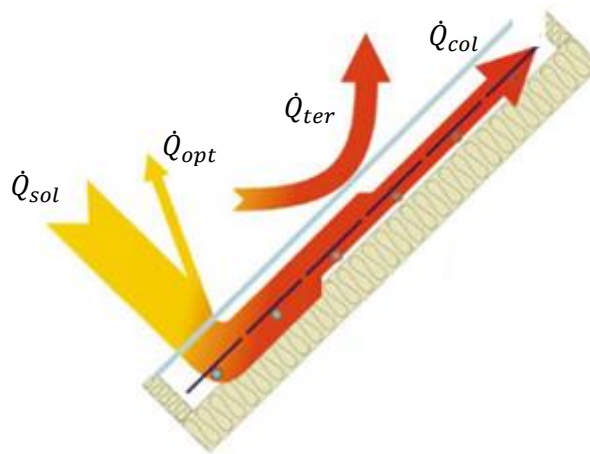


Figura 41. Esquema calorífico del colector.

En primer lugar se tiene que el calor que entra al colector no es todo calor útil, ya que se tienen pérdidas.

$$\dot{Q}_{sol} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_{col} \quad (60)$$

Siendo el calor útil:

$$\dot{Q}_{col} = \dot{m}Cp\Delta T = \dot{m}Cp(T_s - T_e) = \dot{Q}_{sol} \cdot \eta_{col} \quad (61)$$

Las pérdidas de calor pueden ser:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{opt} + \dot{Q}_{ter} \quad (62)$$

Por un lado, las ópticas:

$$\dot{Q}_{opt} = H_{wt} \cdot Aa(1 - \tau\alpha) \quad (63)$$

Y las térmicas:

$$\dot{Q}_{ter} = U \cdot Aa \cdot (T_{per} - T_o) \quad (64)$$

Se hace la siguiente aproximación para facilitar los cálculos:

$$T_{per} \approx T_m = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (65)$$

Desarrollando la ecuación (80) con las ecuaciones (81), (83), (84)

$$\dot{Q}_{col} = \dot{Q}_{sol} - \dot{Q}_p = H_{WT} \cdot Aa \cdot \tau\alpha - U \cdot Aa \cdot (T_m - T_0) \quad (66)$$

Donde el coeficiente global de transferencia de calor U se puede suponer como:

$$U \approx c_1 + c_2 \cdot (T_m - T_0) \quad (67)$$

Por tanto, se tiene:

$$\dot{Q}_{col} = H_{WT} \cdot Aa \cdot \tau\alpha - c_1 \cdot Aa \cdot (T_m - T_0) - c_2 \cdot Aa \cdot (T_m - T_0)^2 \quad (68)$$

Para calcular el coeficiente de pérdidas ópticas se tiene:

$$\tau\alpha = (\tau\alpha)_0 \cdot K_{\tau\alpha} = (\tau\alpha)_0 \cdot \left[1 - \beta_\theta \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \right] \quad (69)$$

Por otro lado, el rendimiento será:

$$\eta = \tau\alpha - c_1 \frac{(T_m - T_0)}{H_{WT}} - c_2 \frac{(T_m - T_0)^2}{H_{WT}} \quad (70)$$

Según la norma UNE-EN-12975-2, de obligado cumplimiento en España según la orden ITC/71/2007 de 22 de enero (BOE 26/1/2007) expresa el rendimiento de un captador solar como:

$$\eta_{cn} = a_0 - a_1 \frac{(T_m - T_0)}{H_{WT}} - a_2 \frac{(T_m - T_0)^2}{H_{WT}} \quad (71)$$

Estudio del acumulador:

Para el estudio del acumulador se realiza un balance de energía, de forma que se tiene:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot T_{sal,col} + \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot T_{sal,gen} = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot T_{ent,col} + \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot T_{ent,gen} \quad (72)$$

Por otro lado, se ha establecido el parámetro grado de estratificación del tanque (E_t), que equivale a un rendimiento del tanque suponiendo que el agua en su interior está totalmente mezclada. De forma que un valor de E_t se puede obtener la temperatura de los fluidos salientes:

$$E_t = \frac{T_{ent,gen} - T_t}{T_{sal,col} - T_t} \quad (73)$$

La temperatura del tanque depende por tanto del grado de estratificación, de forma que:

$$E_t = 1 ; T_{sal,col} = T_{ent,gen} \quad (74)$$

$$E_t = 0 ; T_t = T_{ent,gen} \quad (75)$$

La última fórmula derivada del estudio del acumulador está relacionada con el calor del tanque y sigue la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{tanque} = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ent,gen} - T_{sal,gen}) \quad (76)$$

Estudio del intercambiador de calor/Generador:

Para el estudio del intercambiador se realiza un balance de energía, de forma que se tiene:

$$\dot{m}_{primario} \cdot \Delta h_{gen} = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ent,gen} - T_{sal,gen}) \quad (77)$$

Donde el flujo primario es el referido al ciclo del eyector.

Capítulo 6.

Simulación del sistema de refrigeración solar por eyector

6.1. Suposiciones

La instalación solar estará situada en Madrid, y tendrá uso para todos los meses del año, entre los meses más fríos para ACS y calefacción y para los meses más calurosos para refrigeración y ACS, sin embargo, el proyecto está solamente dedicado al estudio de la refrigeración en verano.

En primer lugar se van a mostrar los datos necesarios para el cálculo de la instalación solar.

Datos de la ciudad de Madrid ^[23]:

Provincia	Altitud de la capital (m)	Latitud de la capital (°)	Temperatura mínima histórica (°C)
Madrid	667	40,4	-16

Tabla 6. Datos de la ciudad de Madrid.

Temperaturas medias ambientes durante el día [°C] en cada mes en Madrid ^[23]:

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
6	8	11	13	18	23	28	26	21	15	11	7	15,6

Tabla 7. Temperaturas ambiente medias mensuales.

Datos de la irradiancia difusa (H_d) y directa (H_b) sobre plano horizontal en la ciudad de Madrid^[24], Figura 42:

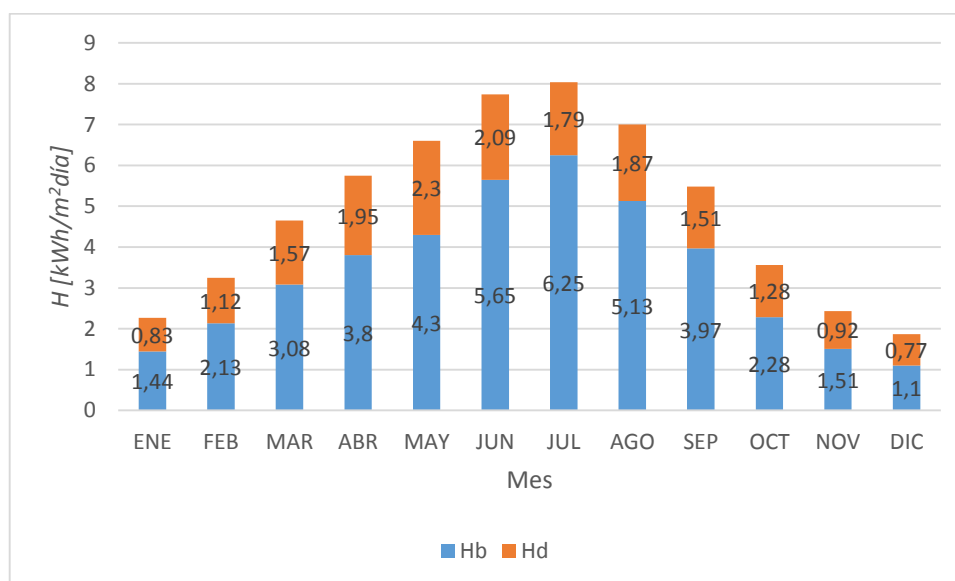


Figura 42. Datos de la irradiancia sobre plano horizontal en Madrid.

Obtenidos todos los datos necesarios de Madrid, el estudio se centra en el colector solar de la instalación, que se considerará de media temperatura (60° - 400°). Ver Tabla 8^[4].

De baja temperatura (Hasta 60°C)	De media temperatura (60-400°C)	De alta temperatura (400-3000°C)
Captadores plano	Captadores de vacío Concentradores	Concentradores Parques de helióstatos
ACS Calefacción Piscinas Secaderos	Calefacción Refrigeración Climatización Procesos industriales y químicos Desalinización	Procesos Industriales alta T Generación eléctrica

Tabla 8. Distintos tipos de instalación solar.

La elección del colector por tanto será o un captador de vacío o un concentrador. Se ha seleccionado uno de tubos de vacío, puesto que las temperaturas necesarias están en el entorno de 100 a 130 °C. Las características del captador seleccionado se pueden encontrar en el ANEXO B.

Los datos más significativos del colector solar son:

- a_0 : 0,762
- a_1 : 2,12 W/m²K
- a_2 : 0,0077 W/m²K²
- Área de apertura: 1,891 m²
- Caudal mínimo: 72 l/h
- Caudal nominal: 120 l/h
- Caudal máximo: 1200 l/h

Según la normativa del Código Técnico de la Edificación ^[25], la inclinación adecuada será la latitud de la zona geográfica -10° en los meses de verano, y de +10° en los meses de invierno. Si nuestra instalación se diseñara únicamente para la temporada de verano para la refrigeración solar, la inclinación óptima sería de 30°, pero como la instalación va a tener un uso continuado durante todo el año para dar también calefacción en invierno, la inclinación óptima será igual a la latitud de Madrid:

$$\beta = 40^\circ$$

Además de la inclinación de los paneles, es necesario conocer su orientación (γ), que será de 0° (totalmente orientado hacia el sur) y la reflectividad del suelo (ρ_s), que se ha considerado un valor típico de 0,2:

$$\gamma = 0^\circ$$

$$\rho_s = 0,2$$

Suposiciones para el ciclo:

- El fluido que circulará a lo largo del ciclo solar será agua y su caudal será de 72 l/h (0,02 kg/s), que es caudal mínimo del colector.
- El refrigerante para el ciclo de eyector será el R600a.
- El flujo que circulara en las 2 partes de la instalación solar será el mismo:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

- El grado de estratificación del acumulador (E_t) es de 0,25.
- La temperatura de la entrada al generador será de 5°C mayor que la temperatura de generación del ciclo de refrigeración.
- La temperatura del condensador será de 10°C mayor que la temperatura ambiente.
- La temperatura de evaporación se ha fijado en este estudio igual a 10°C, de forma que es 10°C menor que la temperatura ambiente que se desea en el interior del local, que es de 20°C.
- Rendimiento de la boquilla (η) primaria y secundaria de 0,95.
- El coeficiente de pérdidas (ϕ) será de 0,95 tanto para la boquilla primaria como para la zona mixta.
- Se ha seleccionado una boquilla del fluido motriz con una relación de áreas de salida/garganta de: $A_1/A_t=1,5$.

Para obtener los resultados de la instalación de refrigeración solar por eyector, es necesario fijar un determinado eyector y a partir de ahí calcular el resto de variables de la instalación. Para ello se han planteado 2 criterios a para seleccionar un eyector. El primer criterio se basa en dimensionar el eyector de forma que se optimice la instalación de refrigeración solar para los días más desfavorables del verano (temperaturas extremas), y el segundo criterio se basa en dimensionar el eyector pero utilizando unas temperaturas medias de los distintos meses. Después de analizar los pros y contras de cada criterio se elegirá uno para mostrar los resultados finales. Algunos parámetros dependerán de la elección de un criterio u otro, por lo que se supondrán a continuación.

Criterio 1. Basado en temperaturas extremas:

La temperatura ambiente sobre la que se realiza el estudio es de 28°C por ser la temperatura media mensual más alta (en el mes de Julio) por lo que la temperatura del condensador será de 38°C, por redondear se tomará de 40°C.

Para obtener la temperatura óptima de generación, se calculará el COP_{global} de la instalación, que es resultado del producto del COP del ciclo y del rendimiento del colector.

$$COP_{global} = COP \cdot \eta_{col}$$

Para ello se ha utilizado el Modelo I, manteniendo las temperaturas de condensación y evaporación constantes ($T_c=40^\circ\text{C}$ y $T_e=10^\circ\text{C}$) y variando la temperatura de generación del ciclo de refrigeración.

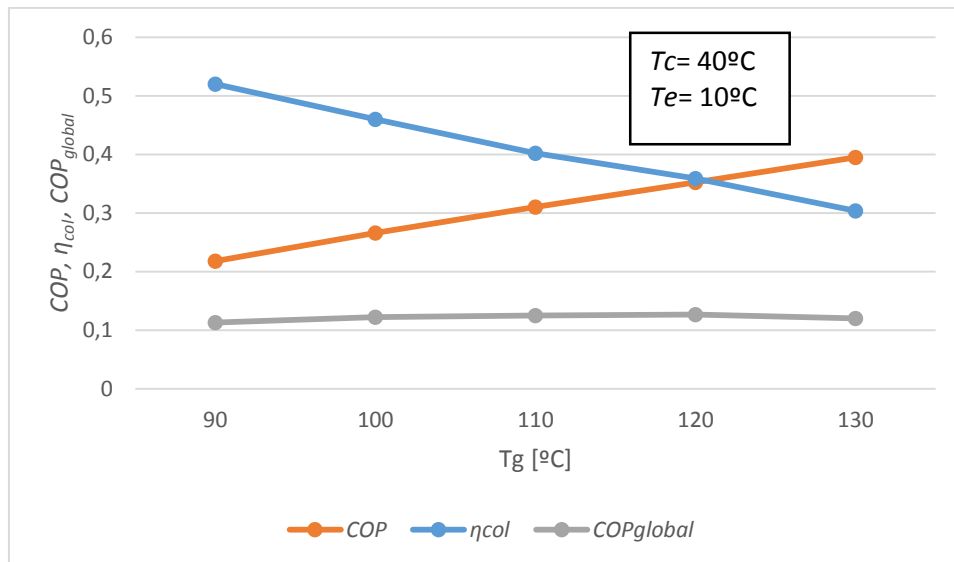


Figura 43. Variación del rendimiento del colector, del COP del ciclo y del COP global en función de la T_g . Para unas temperaturas de condensación y de evaporación fijas de: $T_c=40^\circ\text{C}$. $T_e=10^\circ\text{C}$ para el criterio 1.

Como se puede apreciar en la Figura 43 la temperatura óptima de generación será de 120°C , aunque la curva de COP_{global} es bastante plana. Una vez conocidas las tres temperaturas a las que va a operar el ciclo de refrigeración, se utiliza el Modelo II para obtener la relación de áreas optimizada A_3/A_t , que será de: 8,41.

Con un eyector con estas relaciones de áreas ($A_1/A_t = 1,5$ y $A_3/A_t = 8,41$) se pasa a trabajar con el programa de funcionamiento en zona de doble bloqueo (ecuaciones 19 a 40), que nos va a ofrecer la Figura 44.

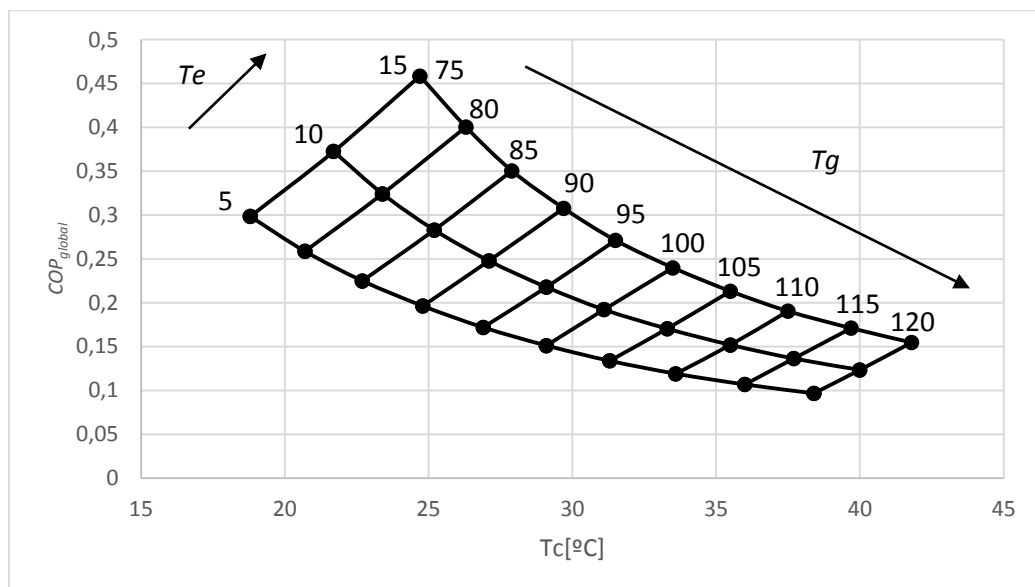


Figura 44. Variación del COP_{global} en función de la temperatura de condensación según el Criterio 1.

Criterio 2. Basado en temperaturas medias:

La temperatura ambiente sobre la que se realiza el estudio es de 23°C por ser aproximadamente la temperatura media de los meses de utilización de la instalación: Mayo, Junio, Julio, Agosto y Septiembre, por lo que la temperatura del condensador será de 33°C, por redondear se tomará de 35°C. Aplicando de nuevo el Modelo I para obtener la temperatura de generación que ofrece el máximo COP_{global} de la instalación se obtiene la Figura 45.

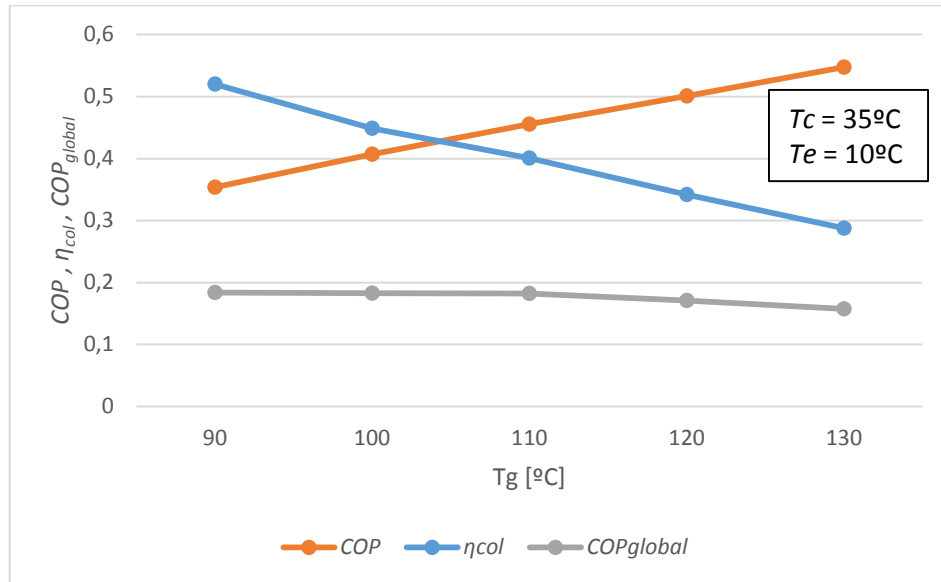


Figura 45. Variación del rendimiento del colector, del COP del ciclo y del COP global en función de la T_g . Para unas temperaturas de condensación y de evaporación fijas de: $T_c=35^\circ\text{C}$. $T_e=10^\circ\text{C}$ para el criterio 2.

Como se puede apreciar en la Figura 45 la temperatura óptima de generación será de 90°C. Aplicando el Modelo II, la relación de áreas optimizada A_3/A_t será de: 5,41.

Con un eyector con estas relaciones de áreas ($A_1/A_t = 1,5$ y $A_3/A_t = 5,41$) se pasa a trabajar con el programa de funcionamiento en zona de doble bloqueo, que nos va a ofrecer la Figura 46.

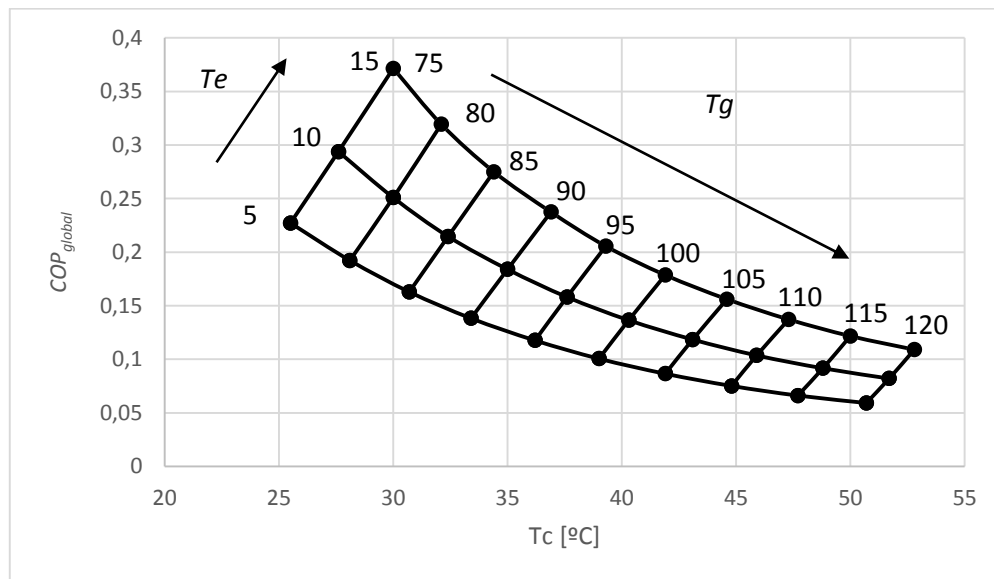


Figura 46. Variación del COP_{global} en función de la temperatura de condensación según el Criterio 2.

Elección del criterio de diseño:

Para comparar los 2 criterios se van a comparar sus resultados (Figuras 44 y 46) para una temperatura del condensador entre 30°C y 40°C, lo que significa entre 20°C y 30°C en el ambiente, por ser temperaturas posibles de trabajo.

Los resultados son, para la temperatura de evaporación de diseño ($T_e=10^\circ\text{C}$):

- 30°C. El criterio 1 tiene un COP de 0,2 y trabaja con una T_g de 97°C, mientras el criterio 2 trabaja con 80°C y tiene un COP de 0,25.
- 35°C. El criterio 1 tiene un COP de 0,15 y trabaja con una T_g de 110°C, mientras el criterio 2 trabaja con una T_g de 90°C y tiene un COP de 0,19.
- 40°C. El criterio 1 tiene un COP de 0,12 y trabaja con una T_g de 120°C, mientras el criterio 2 trabaja con una T_g de 100°C y tiene un COP de 0,14

Además de tener una mejor eficiencia el eyector diseñado según criterio 2, trabaja con unas temperaturas de generación más bajas, lo que beneficia a la duración de la instalación solar, ya que a pesar que los colectores pueden trabajar a muy altas temperaturas, no es lo óptimo para su mantenimiento.

Procedimiento y control de bajo distintas condiciones de funcionamiento:

El funcionamiento del eyector depende de la temperatura ambiente como ya se ha explicado, por tanto, la temperatura de generación y la eficiencia del eyector no va a ser siempre la misma.

En la Figura 47, los puntos azules representan los puntos de trabajo para el criterio elegido para las posibles temperaturas ambiente:

- 20°C ($T_c=30^\circ\text{C}$). El eyector trabajará con una temperatura de generación de 80°C y COP de 0,25
- 30°C ($T_c=40^\circ\text{C}$). El eyector trabajará con una temperatura de generación de 100°C y un COP de 0,14,
- 35°C ($T_c=45^\circ\text{C}$). El eyector trabajará con una temperatura de generación de 107°C y un COP de 0,12.
- 40°C ($T_c=50^\circ\text{C}$). El eyector trabajará con una temperatura de generación de 117°C y un COP de 0,08.

Como se puede apreciar, siempre se trabaja con la misma temperatura del evaporador, a pesar de trabajar con diferentes temperaturas de condensación, ya que está fijada en 10°C. De formas que nuestra forma que el funcionamiento del eyector siempre va a trabajar a 10°C y la temperatura ambiente va a afectar al COP y a la temperatura de trabajo del generador.

Otra forma posible de trabajo no válida para este modelo consiste en cambiar la temperatura de evaporación. De esta forma que se podría trabajar con el mismo COP para una T_c de 30°C y 40°C. Está representada por los puntos rojos en la Figura 47.

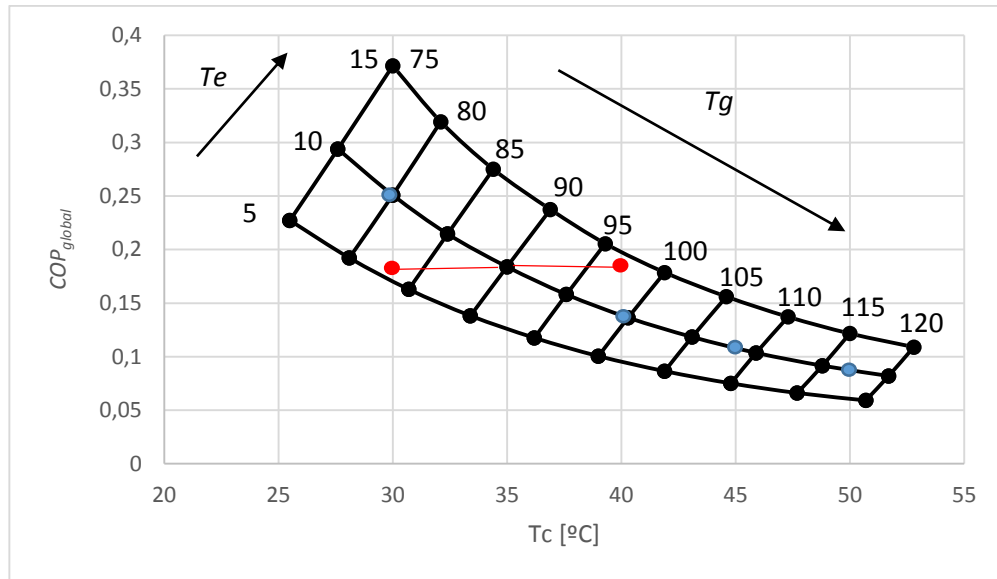


Figura 47. Procedimiento de operación para distintas condiciones de operación según el criterio 2.

Por tanto, los resultados finales serán para una $T_c=35^{\circ}C$, para una $T_g=90^{\circ}C$ y para una relación de áreas A_3/A_t de 5,41 según lo calculado con el modelo II.

6.2. Resultados de la simulación de la instalación de refrigeración solar

Teniendo en cuenta las suposiciones establecidas en el apartado anterior, el primer paso para obtener los resultados finales del ciclo es calcular la irradiancia sobre plano inclinado (H_{WT}) para cada mes con las distintas condiciones atmosféricas.

Una vez conocida la irradiancia en cada mes se va a calcular el COP_{global} del ciclo con el rendimiento colector y el COP del ciclo del eyector diseñado según el criterio 2 y siguiendo el Modelo II.

Por último, se va a hacer un breve estudio del impacto ambiental y económico de la instalación.

En la Tabla 9 se muestran los resultados de interés para el sistema de refrigeración solar (h_{sT} y H_{WT}), obtenidos mediante las ecuaciones del apartado 5. para todos los meses del año y con los datos climáticos: la temperatura ambiente ($T0$) que se pueden ver en la Tabla 9, la irradiancia sobre plano horizontal (H_b , H_d) que se pueden ver en la Figura 42 y el número de día medio mensual (n) son los siguientes.

Parámetros	H_b [kWh/m ²]	H_d [kWh/m ²]	n	$T0$ [°C]	h_{sT} [h]	H_{WT} [W/m ²]
Enero	1,44	0,83	15,5	6	9,42	477,9
Febrero	2,13	1,12	45	8	10,41	535,2
Marzo	3,08	1,57	74,5	11	11,7	595
Abril	3,8	1,95	105	13	12,01	652,4
Mayo	4,3	2,3	135,5	18	12,02	711,3
Junio	5,65	2,09	166	23	12,02	792
Julio	6,25	1,79	196,5	28	12,02	812,7
Agosto	5,13	1,87	227,5	26	12,01	756,4
Septiembre	3,97	1,51	258	21	12	648,1
Octubre	2,28	1,28	288,5	15	10,87	530,8
Noviembre	1,51	0,92	319	11	9,708	471,9
Diciembre	1,1	0,77	349,5	7	9,125	423,6

Tabla 9. Resultados del ciclo solar.

Para el estudio presente, puesto que está orientado a la refrigeración, solo serán analizados los datos de los meses centrales: Mayo, Junio, Julio, Agosto y Septiembre. El resto de meses se han marcado con fondo gris en la tabla anterior para indicar que quedan fuera del presente estudio.

El siguiente paso del estudio es obtener los valores de la propia instalación de refrigeración solar. Para eso se han realizado los cálculos por unidad de potencia frigorífica:

$$\dot{Q}_e = 1kW$$

Los resultados para la instalación completa en los meses desde Mayo a Septiembre siguiendo el Modelo II y con el eyector diseñado siguiendo el criterio 2 son los siguientes: en la Tabla 10 se indican las distintas temperaturas que se obtienen en los distintos puntos del sistema de refrigeración solar y en la Tabla 11 se presentan los valores de la potencia térmica obtenida

en los colectores, valores de eficiencias y el área de captación necesaria para proporcionar 1kW de potencia frigorífica.

Parámetros	T_{egen} [°C]	T_{ecol} [°C]	T_m [°C]	T_{scol} [°C]	T_{sgen} [°C]	T_t [°C]	T_g [°C]
Mayo	83	67,9	87,5	107	43,9	75	78
Junio	92	76,9	96,5	116	52,9	84	87
Julio	102	86,9	106,5	126	62,9	94	97
Agosto	97	81,9	101,5	121	57,9	89	92
Septiembre	87	71,9	91,5	111	47,9	79	82

Tabla 10. Resultados de las temperaturas del ciclo global para los meses de uso.

Para la siguiente tabla de resultados, el área de captación está referida al colector con el que ha trabajado.

Parámetros	T_0 [°C]	H_{WT} [W/m ²]	\dot{Q}_{col} [W]	\dot{Q}_g [W]	COP	η_{col}	COP_{global}	Área de captación[m ²]	Nº Colectores
Mayo	18	477,9	339,8	2580	0,5213	0,376	0,1960	14,35	7,6
Junio	23	792	768,1	3088	0,3897	0,5128	0,1998	7,60	4
Julio	28	812,7	766,7	3748	0,2842	0,4989	0,1417	9,24	4,9
Agosto	25	756,4	698,3	3416	0,3328	0,4881	0,1624	9,25	4,9
Septiembre	20	648,1	572,9	2801	0,4581	0,4675	0,2141	9,24	4,9

Tabla 11. Resultados del ciclo global para los meses de uso.

Estudio del impacto ambiental:

Para hacer este estudio, se va a calcular el ahorro de emisiones de gases de efecto invernadero (CO₂) considerando que, en caso de no usarse la instalación de refrigeración solar, la potencia frigorífica de 1kW se hubiese tenido que producir utilizando un ciclo de compresión mecánica convencional. Se ha estimado que el COP del ciclo de compresión mecánica convencional es 3, por lo que la potencia eléctrica necesaria para producir 1 kW de potencia frigorífica será de 0,33 kW.

Esta potencia eléctrica necesaria se transforma en energía [kWh] multiplicándola por el número de horas en las que se está produciendo frío mediante la instalación solar (h_{ST}) de día medio de cada mes. Finalmente, para cada mes, la energía eléctrica que se hubiera gastado en el caso de que la instalación de refrigeración solar no existiese, se obtiene multiplicando la energía eléctrica del día medio por el número de días que tiene el mes en cuestión.

Según datos obtenidos los kg de CO₂ emitidos por unidad de energía eléctrica producida en España son ^[26]:

0,33 kg de CO₂/kWh sin tener en cuenta el rendimiento de las redes eléctricas.

0,39 kg de CO₂/kWh teniendo en cuenta el rendimiento de las redes eléctricas.

Para ver el ahorro de emisiones se ha tenido en cuenta el rendimiento de las redes eléctricas por lo que el ahorro de emisiones de CO₂ es de:

	Energía eléctrica ahorrada [kWh]	Emisiones de CO ₂ ahorradas [kg]
Mayo	122,96	47,96
Junio	118,99	46,41
Julio	122,96	47,95
Agosto	122,862	47,91
Septiembre	118,8	46,33
Total	606,57	236,56

Tabla 12. Emisiones de CO₂ ahorradas de la instalación.

Lo que quiere decir que por cada kW de potencia frigorífica producida por el sistema de refrigeración solar se está evitando la emisión a la atmósfera de 236,56 kg de CO₂ al año.

Estudio económico:

A continuación se ha realizado una estimación de viabilidad económica multiplicando la energía eléctrica ahorrada cada mes calculada anteriormente por el precio medio de la electricidad. El precio fijado para la electricidad en España es de 0,124 €/kWh, pero sumando el componente fijo de la factura y demás impuestos, el precio final está en el entorno de 0,156 €/kWh, por lo que los resultados son los siguientes: 0,02

	Energía eléctrica ahorrada [kWh]	Gasto mensual [€]
Mayo	122,96	19,18
Junio	118,99	18,56
Julio	122,96	19,18
Agosto	122,862	19,16
Septiembre	118,8	18,53
Total	606,57	94,61

Tabla 13. Gasto en electricidad ahorrado por la instalación.

Lo que suma un total de 94,61 € en los meses de uso de la instalación anuales. Aunque el precio de un sistema de refrigeración solar por eyector no es fácilmente calculable, según datos orientativos se ha cifrado en 1700 € por kW de potencia frigorífica^[8]. Por lo que dividiendo este coste entre el gasto ahorrado en electricidad al año en caso de utilizar un sistema de refrigeración por compresión mecánica, sin tener en cuenta variaciones del IPC ni otros gastos como tipos de interés, etc., resulta que el plazo de tiempo en el que se amortizaría esta instalación es de 18 años. Lógicamente, hay que tener en cuenta que la misma instalación sirve para calefacción en invierno, con lo que el plazo de amortización se reduciría.

Capítulo 7.

Conclusiones y trabajos futuros

7.1. Conclusiones

El proyecto surge como solución a una de las necesidades o comodidades del ser humano: la refrigeración. Por la creciente importancia de las renovables en los últimos años se ha elegido el Sol como fuente de energía. Se han revisado las distintas alternativas de refrigeración solar hasta llegar a la refrigeración por eyector que, a pesar de tener unos COP bajos (en el presente estudio muestra un COP_{global} entre 0,14 y 0,21 para los meses de uso) su principal ventaja es su bajo precio y su sencillez. Lo que puede ayudar a la expansión de los sistemas de refrigeración solar hasta que se abaraten otras tecnologías más eficientes como la absorción.

Se ha profundizado sobre el funcionamiento del eyector, donde se ha visto que tienen un rango de funcionamiento estrecho, una solución a este inconveniente está propuesta en el siguiente apartado 7.2.

Para evaluar el funcionamiento del eyector se han desarrollado y validado dos modelos distintos de simulación del eyector:

- El Modelo I o Modelo General da valores de la relación de flujos (ω) para unas determinadas condiciones de trabajo (temperaturas y presiones exteriores) sin tener que en cuenta la geometría del eyector.
- El Modelo II o Modelo de Optimización de Áreas calcula la geometría del eyector para que éste trabaje en condiciones óptimas (en el punto crítico) conocida la geometría del eyector y las condiciones de presión y temperatura de los flujos entrantes. Con estas mismas ecuaciones y con una pequeña modificación en el programa se puede calcular la presión de descarga cuando el eyector opera en otras condiciones que no sean las de diseño, de donde se puede comprobar el estrecho rango de funcionamiento.

Se han estudiado las distintas alternativas de refrigerantes y cómo afectan sus propiedades termodinámicas al ciclo de refrigeración por eyector. Se comprueba que los refrigerantes más adecuados para este ciclo son los que tienen una pendiente positiva en la curva de vapor saturado (refrigerantes secos).

Mediante el Modelo I se ha llevado a cabo un estudio, con todos los refrigerantes estudiados y se ha comprobado que el refrigerante isobutano (R600a) es el que mejores resultados presenta tanto desde el punto de vista de eficiencia del ciclo (COP) como desde el punto de vista de medioambiental.

Se ha simulado un sistema de refrigeración solar por eyector con el refrigerante R600a y utilizando colectores tubulares de vacío por ser los que mejor rendimiento ofrecen para las temperaturas necesarias en este ciclo. Para diseñar el eyector se han seguido 2 criterios, el primero basado en temperaturas extremas y el segundo basado en temperaturas medias. Se ha escogido el segundo ya que el eyector diseñado con este criterio ofrece un mayor COP para las temperaturas ambiente más comunes y exige temperaturas más bajas al colector.

Se ha descrito un procedimiento de operación y control de la instalación cuando se tiene un determinado eyector y las condiciones de trabajo cambian.

Se ha realizado la simulación del sistema completo en Madrid de forma que los resultados dan la cantidad de superficie de captadores necesaria para dar una potencia frigorífica de 1kW. Además, se ha realizado un estudio ambiental que muestra que la instalación



evita por cada kW frigorífico 236,56 kg de CO₂ anuales y un estudio económico, de forma que la instalación se amortizaría a los 18 años, sin embargo, al ser una instalación que se usaría también para calefacción, el plazo de amortización se reduciría.

7.2. Trabajos futuros

Se van a proponer 3 posibles estudios de ampliación sobre el tema que no se han estudiado a lo largo de este proyecto:

- Realizar un estudio más detallado de cómo trabajaría el sistema en un día determinado, teniendo en cuenta la variación típica de las condiciones ambientales y no sólo los valores medios diarios.

Los resultados finales del estudio mostrarían una curva similar a la Figura 48, que ha sido obtenida de las prácticas de la asignatura de Instalaciones de Energías Renovables ^[4] y en la que se muestran los datos de la irradiancia (W/m^2) global, directa y difusa media diaria sobre un plano horizontal a lo largo de un día y donde TSV es el tiempo solar verdadero. Estos datos han sido obtenidos en la instalación solar situada en el campus de Leganés de la UC3M cuya inclinación de los colectores es de 45°C . El día de la medición ha sido el 12 de Marzo de 2013

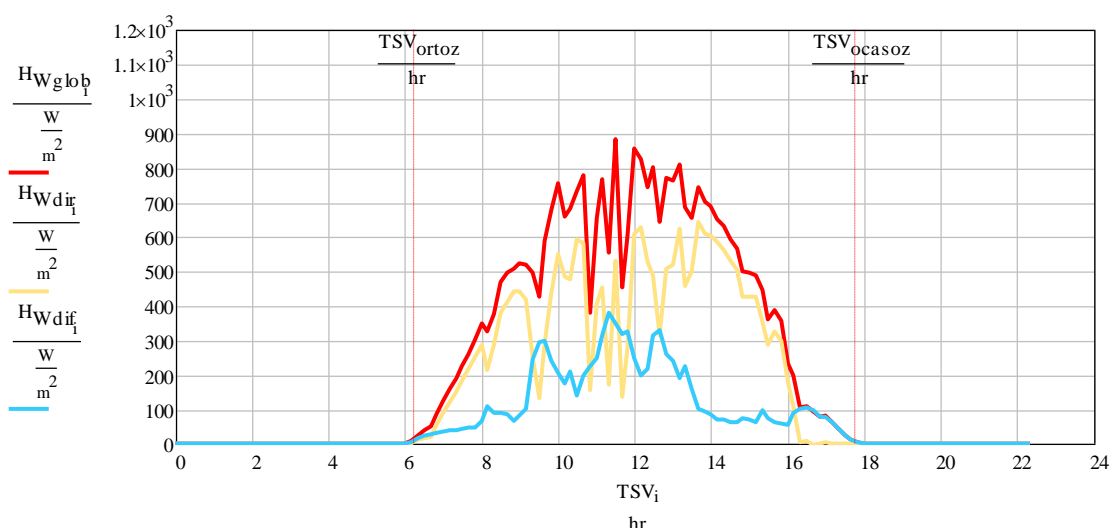


Figura 48. Variación de la Irradiancia (H_w) global, directa y difusa para el 12 de Marzo de 2013 en la instalación ubicada en el campus de Leganés de la UC3m.

- Realizar un estudio de una aplicación específicamente diseñada para cubrir una demanda de calefacción en invierno y de ACS para todo el año, para saber cómo se comportaría el ciclo de refrigeración solar por eyector en verano y si la potencia frigorífica que produce es suficiente para cubrir la demanda de frío. En caso contrario habría que tener un sistema de apoyo. En un estudio de este tipo se podría analizar de una manera más realista la viabilidad económica.

- Como se ha visto durante el proyecto, los eyectores tienen un margen de operación bastante estrecho. Una opción para ampliar este rango de funcionamiento del ciclo es la utilización de un sistema con 2 o más eyectores en paralelo, cuyo esquema sería el de la Figura 49, en el que una válvula selecciona un eyector u otro en función de las condiciones de operación del ciclo. El conjunto total de eyectores puede trabajar en la zona crítica con un mayor rango de presiones de condensación al variar la relación de flujos. Ver Figura 50.

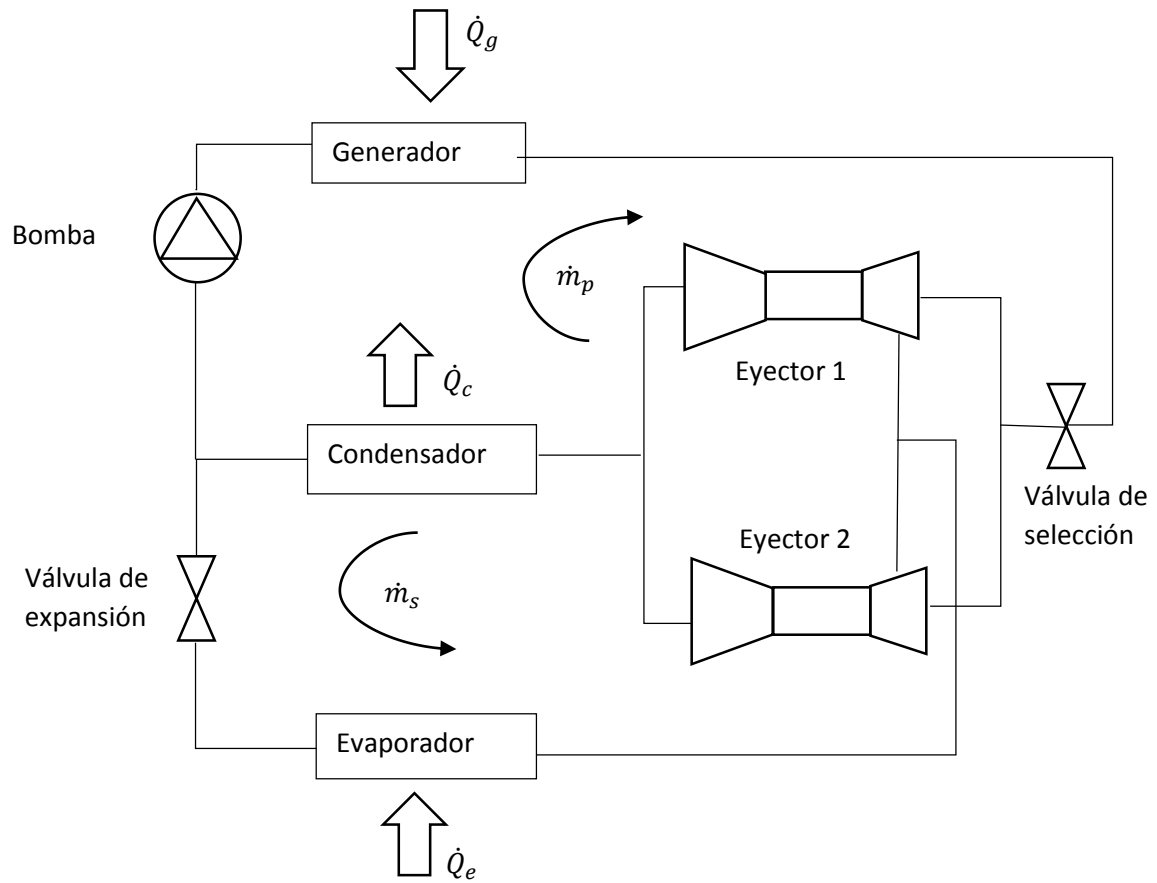


Figura 49. Ciclo de refrigeración con 2 eyectores.

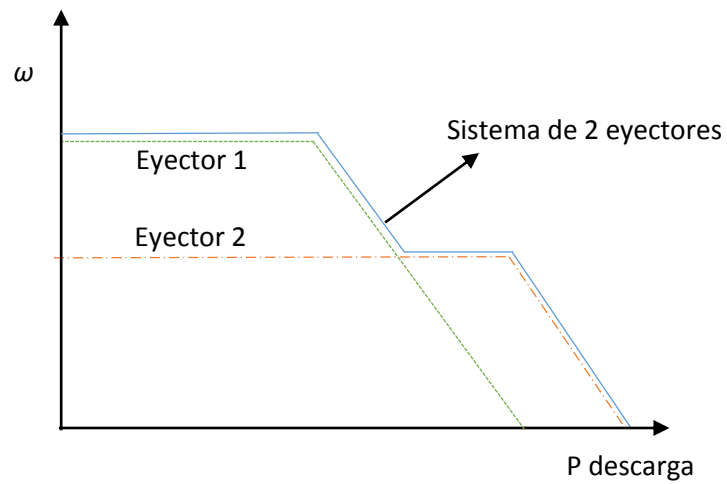


Figura 50. Zona de funcionamiento del sistema de refrigeración solar con 2 eyectores.

Capítulo 8.

Referencias

Referencias

- [1]. Izquierdo Millán, Marcelo (2011) Apuntes de la asignatura: Ingeniería Térmica. Sistemas de compresión mecánica de vapor.
- [2]. Asunción Higuera, M., Valecillo, Carlos G. WWF. Protocolo de Kioto. Cambio climático, no te quedes atrás súmate a Kioto
- [3]. UNEP, Ozone secretariat United Nations Environment Program (2000). The Montreal Protocol on Substances that deplete the Ozone layer. ISBN: 92-807-1886-6. Nairobi, Kenya.
- [4]. Rodríguez Aumente, Pedro A., Vereda Ortiz, Ciro S. (2014) Apuntes de la asignatura: Instalaciones de Energías Renovables.
- [5]. Carrier. Willis Carrier
<http://www.carrier.com/carrier/en/us/about/willis-carrier/>
[Fecha de consulta: 18/08/2014]
- [6]. El aire acondicionado. Historia del aire acondicionado.
http://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia_aire_acondicionado.html
[Fecha de consulta: 18/08/2014]
- [7]. Little, A. B., Garimella S. (2011). A review of ejector technology for refrigeration applications. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. Vol. 19, No. 1, pp. 1-15.
- [8]. Kim D.S., Infante Ferreira C.A. (2008). Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. International Journal of Refrigeration. Vol. 31, pp. 3-15.
- [9]. ASHRAE (1993). Fundamentals Hand Book. Atlanta.
- [10]. Elbel, S., Hrnjak, P. (2008). Ejector refrigeration: An overview of historical and present developments with emphasis on air conditioning applications, 12th International Refrigeration and Air conditioning Conference West Lafayette
- [11]. Sun, DW., Eames, IW. (1996). Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. International Journal of Energy Research. Vol. 20, pp. 871-885.
- [12]. Yapici, R., Ersoy, H.K. (2005). Performance characteristics of the area refrigeration system based on the constant area ejector flow model. Energy Conversion and Management. Vol. 46, pp. 3117–3135.
- [13]. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. International Journal of Refrigeration. Vol. 22, pp. 354–364.

- [14]. Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu. A., Halkaci, H.S., Yigit.O (2008). Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio. International Journal of Refrigeration. Vol. 31, pp. 1183-1189.
- [15]. Aphornrtana, S., Eames, I.W., (1997). A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. International Journal of Refrigeration. Vol. 20, No. 5, pp. 352-358.
- [16]. AppliedVacuum. Productos
<http://www.appliedvacuum.co.za/products/steam-jet-ejectorssets.html>
[Fecha de consulta: 18/08/2014]
- [17]. Jialin Yu, Yunfeng Ren, Hua Chen, Yanzhong Li (2007). Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. Energy Conversion and Management. Vol. 48, pp. 1193–1199.
- [18]. Sun DW (1996). Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. Energy. Vol. 21, No 10, pp. 919-929.
- [19]. Profesor en línea. Química
http://www.profesorenlinea.cl/Quimica/Ozono_y_CFC.htm
[Fecha de consulta: 21/08/2014]
- [20]. Izquierdo Millán, Marcelo (2011) Apuntes de la asignatura: Ingeniería Térmica. Refrigerantes: Impacto ambiental.
- [21]. Refriwex. Agua como refrigerante
<http://www.refriwex.260mb.com/refriwex/?q=node/96>
[Fecha de consulta: 21/08/2014]
- [22]. Danfoss. Engineering tomorrow
<http://www.danfoss.com/spain/>
[Fecha de consulta: 21/08/2014]
- [23]. IDAE. Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_5654_ST_Pliego_de_Condiciones_Tecnicas_Baja_Temperatura_09_082ee24a.pdf
- [24]. AEMET. Atlas de Radiación Solar
http://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf
- [25]. DB HE: Ahorro de Energía.
<http://www.codigotecnico.org/web/recursos/documentos/dbhe/he4/>
- [26] Apuntes de la asignatura: Máquinas y Centrales Térmicas. Poligeneración.



- [27]. Crespo Martinez, Antonio. Mecanica de fluidos. E.T.S.I. Industriales. Universidad Politécnica de Madrid
- [28]. Vera Coello, Marcos., Iglesias Estrade, Immaculada., Sanchez Perez, Antonio L. Apuntes de la asignatura: Ingenieria Fluidomecánica.
- [29]. Apuntes de la asignatura: Instalacione y Máquinas Hidráulicas
- [30]. SPF. Solar Prüfung Forschung.
<http://www.solarenergy.ch/>
[Fecha de consulta: 18/09/2014]

Anexo A.

Desarrollo matemático previo

Anexo A. Desarrollo matemático previo

Para llegar a tener todas las ecuaciones necesarias para el cálculo del eyector debemos partir de las 3 ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos^{[29], [30]}.

Ecuación de la continuidad o conservación de la masa: Esta ecuación expresa que la masa de un volumen fluido no varía con el tiempo

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f} \rho dV = 0 \quad (A1)$$

$$\int_{V_f} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dS \quad (A2)$$

Si referimos el volumen fluido a otro volumen de control variable con el tiempo, V_c , que en el instante en que se toma la derivada coincide con V_f

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho dV + \int_{S_c} \rho (\vec{V} - \vec{V}_c) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (A3)$$

Ecuación de la conservación de cantidad de movimiento: Es también conocida como la segunda ley de Newton, y afirma que la variación en la unidad de tiempo de la cantidad de movimiento de una masa fluida es igual a la resultante de las fuerzas que actúan sobre esa masa fluida

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{V} dV = \int_{S_f} \vec{n} \cdot \vec{\tau} dS + \int_{V_f} \rho \vec{f} dV \quad (A4)$$

Desarrollando la ecuación vamos a llegar a:

$$\int_{V_0} \frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot \vec{n}) dS = \int_{S_0} \vec{n} \cdot \vec{\tau} dS + \int_{V_0} \rho \vec{f} dV \quad (A5)$$

Refiriendo la ecuación a un volumen de control que varíe con el tiempo, en lugar de a la de un volumen fijo en el espacio.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho \vec{V} dV + \int_{S_c} \rho V [(\vec{V} - \vec{V}_c) \cdot \vec{n}] dS = \int_{S_c} \vec{n} \cdot \vec{\tau} dS + \int_{V_c} \rho \vec{f} dV \quad (A6)$$

Ecuación de la conservación de la energía: La variación de energía total de un volumen fluido es igual al trabajo por unidad de tiempo o potencias de las fuerzas exteriores que actúan sobre el volumen fluidos más el calor recibido del exterior por unidad de tiempo.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_f(t)} \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dV = \int_{V_f} \rho \vec{f} m \cdot \vec{V} dV + \int_{S_f} (\vec{n} \cdot \vec{\tau}) \cdot \vec{V} dS - \int_{S_f} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \quad (A7)$$

$$\int_{V_f} (Q_r + Q_q) dV$$

$$\Delta E_{\text{interna}} = \text{Trabajo de fuerzas másicas} + \text{Trabajo de fuerzas de superficie} \\ + \text{Calor por conducción} + \text{Calor por radiación} \\ + \text{Calor por transformación química}$$

Suponiendo condiciones de remanso:

De la ecuación de la cantidad de movimiento cuando el proceso es estacionario y se pueden despreciar las fuerzas másicas se obtiene:

$$\frac{V^2}{2} + h = h_0 \quad (\text{A8})$$

Y a esta constante se la conoce como entalpía de remanso.

Mientras que de la ecuación de la energía en un proceso estacionario, sin adición de calor se deduce que:

$$s = s_0 \quad (\text{A9})$$

Las condiciones necesarias para las propiedades de remanso son:

- Efecto de la viscosidad despreciable
- Efecto de la conductividad térmica despreciable
- No hay adición de calor
- Movimiento permanente
- Fuerzas másicas despreciable
- Si todas las líneas de corriente vienen de una región uniforme, las condiciones de remanso son las mismas para todo el campo fluido

Por último, de la ecuación de conservación de la masa se tiene el gasto másico:

$$\rho \cdot V \cdot A = m \quad (\text{A10})$$

Las variaciones transversales son pequeñas comparadas a las longitudinales.

Derivando la ecuación de la energía obtenida anteriormente se obtiene:

$$\frac{ds}{dl} = 0 \quad (\text{A11})$$

Derivando la ecuación (A8) de la cantidad de movimiento teniendo en cuenta que al no variar la entropía se cumple que $dh=dp/\rho$

$$V \frac{dV}{dl} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} = 0 \quad (\text{A12})$$

La ecuación de conservación de la masa (A10) diferenciada y dividida por $\rho A v$ resulta:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dl} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dl} = 0 \quad (\text{A13})$$

La velocidad del sonido viene dada por:

$$a_0 = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}} \quad (\text{A14})$$

Con arreglo a la definición del sonido se tiene:

$$a^2 = \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_s \quad (\text{A15})$$

Resulta:

$$\frac{dp}{dl} = a^2 \frac{d\rho}{dl} \quad (\text{A16})$$

Eliminando dp , $d\rho$ entre las ecuaciones (A12), (A13), (A16) se obtiene una ecuación que relaciona la variación de v con la de A :

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dl} = -(1 - M^2) \frac{1}{V} \frac{dV}{dl} \quad (\text{A17})$$

Donde:

$$M = \frac{V \text{ (velocidad del fluido)}}{a \text{ (velocidad del sonido)}} \quad (\text{A18})$$

- Para movimiento subsónicos ($M < 1$). Al aumentar $dA/dl > 0$ disminuye $V(dV/dl)$ y viceversa- El fluido va más deprisa en partes estrechas que anchas
- Para movimiento supersónicos ($M > 1$). EL fluido va más deprisa en partes anchas que estrechas
- Cuando $M=1$ se tiene:

$$\frac{dA}{dl} = 0 \quad (\text{A19})$$

La condición $M=1$ solo se puede alcanzar por tanto en zonas de mínima o máxima sección.

De la ecuación de la conservación de movimiento a lo largo del eyector se tiene:

$$\dot{m}_0 V_0 = \dot{m} V \quad (\text{A20})$$

De la ecuación general de la conservación de la energía aplicada a lo largo del eyector se tiene:

$$\dot{m}_0 \left(c_p T_0 + \frac{V_0^2}{2} \right) = \dot{m} \left(c_p T + \frac{V^2}{2} \right) \quad (\text{A21})$$

Suponiendo gas ideal tenemos:

$$\Delta h = C_p \cdot \Delta T \quad (A22)$$

Desarrollando la ecuación (A8) tenemos:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2} \quad (A23)$$

Definiendo el número de Mach como:

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma R g T}} \quad (A24)$$

Se relaciona temperatura y el número de Mach de forma que se tiene la siguiente ecuación:

$$T_0 = T \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) = \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (A25)$$

Debido a la suposición de gas ideal se tiene:

$$P_0 V_0^\gamma = P V^\gamma \quad (A26)$$

Sustituyendo el volumen:

$$\frac{P_0}{\rho_0^\gamma} \cdot m_0 = \frac{P}{\rho^\gamma} \cdot m \quad (A27)$$

Como $m_0 = m$ se obtiene:

$$\frac{P_0}{\rho_0^\gamma} = cte = \frac{P}{\rho^\gamma} \quad (A28)$$

Se sustituye con la ley de los gases ideales:

$$\frac{P}{\rho} = R g T \quad (A29)$$

De forma que se tiene:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (A30)$$

Se sustituye la anterior relación de temperaturas para tener:

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{\rho_0}{\rho} \quad (A31)$$

Sustituyendo la ecuación (A25) y (A31) en (A10) resulta:

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho_0 a_0} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{1}{M} \quad (\text{A32})$$

Donde el área crítica (M=1) será:

$$A' = \frac{\dot{m}}{\rho_0 a_0} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{A33})$$

La relación entre área resulta:

$$\frac{A}{A'} = \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \right] \frac{1}{M} \quad (\text{A34})$$

Sustituyendo M en la ecuación (34) se tiene que a la salida el valor del número de Mach es:

$$M^2 = \frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{A35})$$

Por tanto, la ecuación del gasto másico será:

$$\dot{m} = \rho_0 a_0 A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \left(\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A36})$$

Sustituyendo la densidad por la ley de los gases ideales resulta:

$$\dot{m} = \frac{P_0 \cdot A}{\sqrt{T_0}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \quad (\text{A37})$$

Para calcular la onda de choque:

De la ecuación de la conservación de masa se tiene:

$$\rho_1 V_{n1} = \rho_2 V_{n2} \quad (\text{A38})$$

De la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento se tiene:

$$p_1 + \rho_1 V_{n1}^2 = p_2 + \rho_2 V_{n2}^2 \quad (\text{A39})$$

Que resulta:

$$\rho_1 V_{n1} \vec{V}_{t1} = \rho_2 V_{n2} \vec{V}_{t2} \quad (\text{A40})$$

De la ecuación de la conservación de la energía se tiene:

$$\rho_1 V_{n1} \left(h_1 + \frac{1}{2} V_{n1}^2 \right) = \rho_2 V_{n2} \left(h_2 + \frac{1}{2} V_{n2}^2 \right) \quad (\text{A41})$$

Cuando se atraviesa la discontinuidad se tiene que:

$$V_{n1} = 0 \quad (\text{A42})$$

$$V_{n2} = 0 \quad (\text{A43})$$

Simplificando las ecuaciones de la conservación del movimiento y de la energía mediante el flujo másico de la fórmula (A38) se obtiene:

$$\vec{V}_{t1} = \vec{V}_{t2} \quad (\text{A44})$$

$$\left(h_1 + \frac{1}{2} V_{n1}^2 \right) = \left(h_2 + \frac{1}{2} V_{n2}^2 \right) \quad (\text{A45})$$

Como en la onda de choque la velocidad tangencial es la misma se deduce:

$$\left(h_1 + \frac{1}{2} V_1^2 \right) = \left(h_2 + \frac{1}{2} V_2^2 \right) \quad (\text{A46})$$

La entalpia de remanso en la ronda será constante:

$$h_{01} = h_{02} \quad (\text{A47})$$

Partiendo de la ecuación de estado de los gases ideales:

$$h = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P}{\rho} = \frac{a^2}{\gamma - 1} = \frac{\gamma RT}{\gamma - 1} \quad (\text{A48})$$

Para nuestro estudio vamos a suponer una onda de choque normal, por lo que la velocidad tangencial es nula.

Sustituyendo la ecuación (A48) en la ecuación (A46) se tiene:

$$h_0 = \frac{a^2}{\gamma - 1} + \frac{V^2}{2} = \frac{a'^2}{\gamma - 1} + \frac{a'^2}{2} = \frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)} \cdot a'^2 \quad (\text{A49})$$

Donde a' es la velocidad del sonido donde $M=1$.

Por lo que:

$$V_1 V_2 = \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma + 1} h_0 = a'^2 \quad (\text{A50})$$

A partir de esta última ecuación (A50), dividiendo entre V_1^2 y usando las ecuaciones (A38) y (A46) resulta:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{a'^2}{V_1^2} = \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} + \frac{2}{(\gamma + 1)M_1^2} \quad (\text{A51})$$

Para obtener la relación de presiones, se divide la ecuación (A39), de continuidad de movimiento entre p_1 y se relacionan ecuaciones (A38), (A46) y (A51)

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2\gamma}{\gamma + 1} M_1^2 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \quad (\text{A52})$$

Haciendo uso del cociente de presiones, de densidades y de la ecuación de estado (A51) se obtiene la relación de temperaturas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{a_2}{a_1}\right)^2 = \frac{[2\gamma M_1^2 - (\gamma - 1)][(\gamma - 1)M_1^2 + 2]}{(\gamma + 1)^2 M_1^2} \quad (\text{A53})$$

Para calcular el número de Mach en la onda de choque nos basta con relacionar la relación de temperaturas, de densidades y la ecuación de estado (A48), de forma que se obtiene:

$$M_2^2 = \frac{2 + (\gamma - 1)M_1^2}{2\gamma M_1^2 - \gamma + 1} \quad (\text{A54})$$

Desarrollando se obtiene:

$$M_2^2 = \frac{1 + (\frac{\gamma - 1}{2})M_1^2}{\gamma M_1^2 - (\frac{\gamma - 1}{2})} \quad (\text{A55})$$

Se puede observar como al aumentar M_2 decrece M_1 y viceversa. Si $M_1=1$, $M_2=2$

A partir de estas fórmulas desarrolladas teóricamente tenemos las fórmulas que han sido utilizadas para los distintos modelos del eyector.

Anexo B.

Captador solar seleccionado

Anexo B. Captador solar seleccionado


La elección del colector (Ver Figura 51) se ha realizado mediante el catálogo de SPF (Solar Prüfung Forschung) ^[30]



SPF Solartechnik
Prüfung
Forschung


C1177

Solar Collector Factsheet Warmflow Solar SHP20



Modelo Solar SHP20
Tipo Colector tubular
Fabricante Warmflow Engineering Co Ltd
Dirección Lissue Industrial Estate
 Moira Road
 UK-BT28 2RF Lisburn
Teléfono +44 (0)28 9262 1515
Telefax +44 (0)28 9262 0869
Email sales@warmflow.co.uk
Internet www.warmflow.co.uk
Fecha de ensayo 06.2008

☒ Ensayo de rendimiento EN12975:2006
☒ Ensayo de durabilidad EN12975:2006



Dimensiones		Datos técnicos	
Longitud total	1.990 m	Caudal mínimo	72 l/h
Anchura total	1.403 m	Caudal nominal	120 l/h
Superficie bruta	2.792 m ²	Caudal máximo	1200 l/h
Área de apertura	1.891 m ²	Contenido de fluido	1.2 l
Área de absorbedor	1.622 m ²	Presión máxima de operación	6 bar
Peso vacío	66 kg	Temperatura de estancamiento	199 °C

Montaje del captador	Informaciones adicionales
<input checked="" type="checkbox"/> En tejado con inclinación <input type="checkbox"/> Integrado en tejado con inclinación <input checked="" type="checkbox"/> Sobre tejado plano con estructura <input type="checkbox"/> A la fachada	<input type="checkbox"/> Módulos disponibles en diversos tamaños <input type="checkbox"/> Cubierta intercambiable Conexiones hidráulicas G3/4"

Construcción



1 Cubierta
 2 Chapa para la conducción del calor
 3 Tubo de calor
 4 Vacío
 5 Absorbedor

Figura 51 (I). Hoja de datos del colector solar.

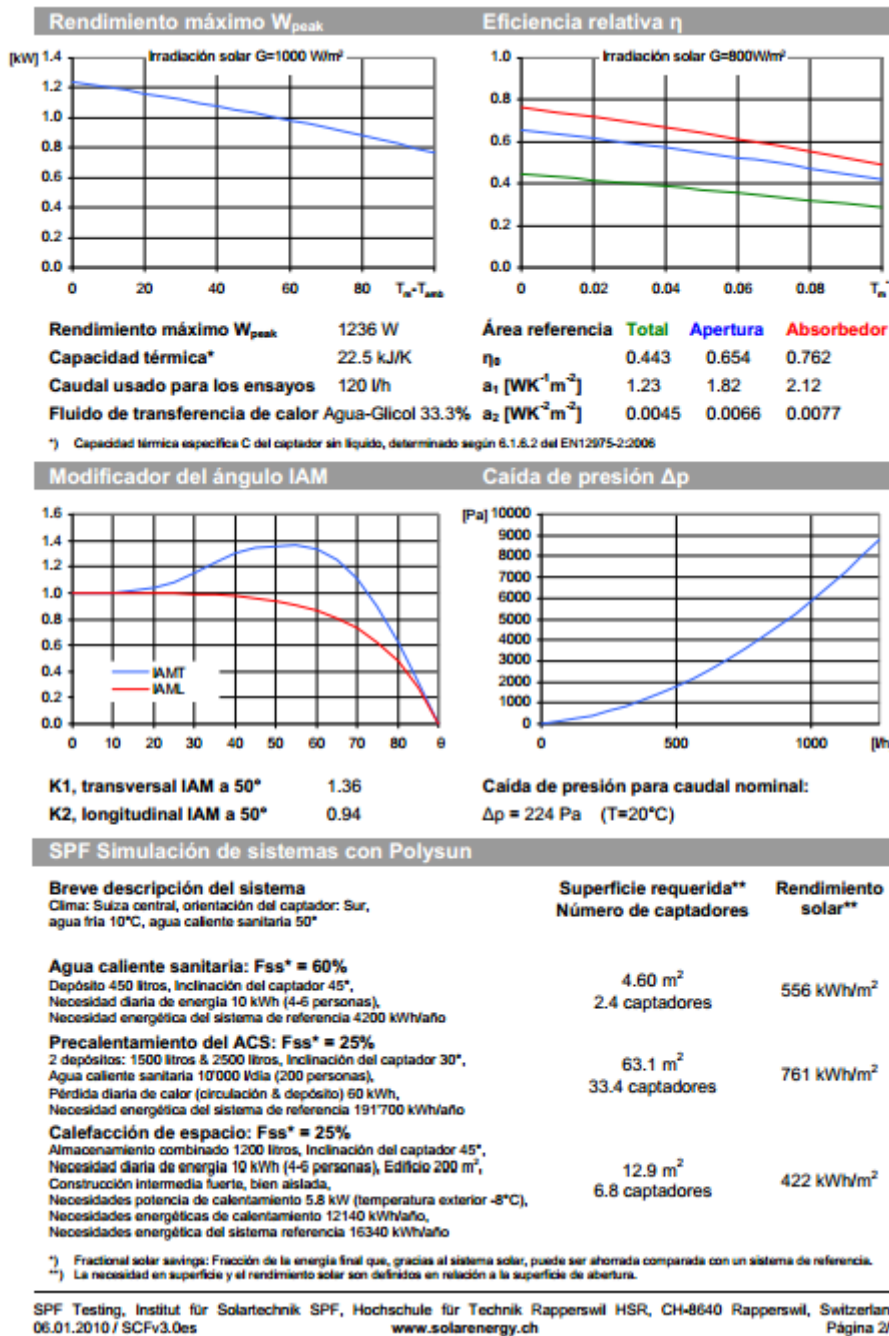


Figura 51 (II). Hoja de datos del colector solar